INDICE

armando monte

elementi di impianti industriali

volume II

III[a] edizione
gennaio 1997

edizioni
libreria cortina
torino

Libreria Cortina s.r.l. TORINO Corso Marconi. 34/A
Libreria Cortina s.p.a. MILANO Largo Richini, 1
Via Boticelli. 22

Libreria Cortina s.r.l. VERONA Via Alberto Mario.10
Libreria Cortina s.r.l. PADOVA Via Marzolo, 2

Fotocomposizione e Videoimpaginazione: la fotocomposizione s.c.r.l. - Via S. Pio V, 15/E - Torino
Stampa: Stampatre - Via Bologna, 220 - Torino

Indice generale

Volume I

		pag.
	Introduzione	1
1.	L'ubicazione di un impianto industriale e la scelta del terreno	5
2.	Potenzialità dell'impianto	17
3.	Lo studio del "plant layout"	21
4.	L'impiego di modelli bi- e tridimensionali per lo studio della sistemazione degli impianti	47
5.	Scelta del "plant layout" ottimale	55
6.	Ingegneria economica	65
7.	Elementi di programmazione lineare	93
8.	Elementi di statistica	105
9.	Cenni sulle ricerche di mercato	127
10.	Elementi di teoria delle code	131
11.	Il metodo delle osservazioni istantanee	155
12.	La tecnica del PERT	161
13.	I fabbricati industriali	173
14.	Servizi generali, ausiliari, igienico-sanitari	213
15.	Trasporti interni e mezzi di contenimento	233
16.	Paranchi e argani	247
17.	Carriponte	269
18.	Gru	317
19.	"Implement" per gru	327
20.	Carrelli	333
21.	Trasportatori a rulli	351
22.	Trasportatori a nastro	365
23.	Elevatori	385
24.	Trasportatori a catena	393
25.	Trasportatori vibranti	407
26.	Trasportatori particolari per materiali alla rinfusa	417
27.	Ascensori e montacarichi	425

28. Sistemi di trasporto persone 433
29. Trasporti pneumatici 443
30. I magazzini industriali 471
31. Arrivo e spedizione dei materiali 523
Appendice 541
I. Sistemi di trasporto AGV 543
II. Sistemi di trasporto aereo con carrelli automotori 575
III. Sistemi di trasporto automatici a slitta (skid) 587
IV. Carrelli semoventi elevatori 599
V. I trasloelevatori 631
VI. Magazzini intensivi per unità di carico 671
VII. Soluzioni di magazzini in funzione del picking 697
VIII. Operazioni automatizzate nel ciclo dei trasporti interni 713
IX. I sistemi automatici di trasporto e la prevenzione degli infortuni 733
X. Impianti antincendio a pioggia ad intervento automatico 737
XI. Impianti automatici di rivelazione d'incendio 755
XII. Protezioni antincendio nei magazzini intensivi 763

Volume II

32. Impianti di distribuzione dei fluidi ("piping") 777
33. Montaggio e protezione delle tubazioni 815
34. Fonti di approvvigionamento dell'acqua 841
35. Impianti di distribuzione dell'acqua 871
36. Fognature e reti di recupero delle acque 901
37. Impianti e dispositivi di protezione antincendio 923
38. Impianti di produzione e distribuzione dell'aria compressa 961
39. Oli minerali 1005
40. Servomezzi gassosi 1027
41. Impianti elettrici 1045
42. Impianti di illuminazione 1099
43. Impianti termici 1119
44. Impianti di condizionamento dell'aria 1181
45. Inquinamento dell'aria, impianti di aspirazione e depurazione 1233
46. Le impurezze e l'inquinamento dell'acqua 1301
47. Trattamenti delle acque primarie 1317
48. Trattamenti delle acque reflue 1333
49. Trattamenti dei fanghi 1383
50. Lo smaltimento dei rifiuti solidi 1397
51. Inquinamento da rumore e metodi di controllo 1439
52. Le vibrazioni ed il loro controllo 1499
53. Cenni di ergonomia 1513
54. Uso razionale dell'energia 1525

Indice del II volume

pag.

Capitolo 32

32. Impianti di distribuzione dei fluidi ("piping") 777
32.1. Premesse 777
32.2. "Piping" 778
Simbologia 779
Diametro e pressione nominali 779
32.3. Tubi 783
32.4 Tubi di acciaio 784
a) Tubi filettabili 785
b) Tubi commerciali 785
c) Tubi per applicazioni meccaniche 785
d) Tubi per condotte 786
e) Tubi speciali 786
f) Tubi zincati 788
32.5. Requisiti di accettazione dei tubi di acciaio 788
32.6. Tubi di ghisa sferoidale 788
32.7. Tubi di rame 790
32.8. Tubi di materie plastiche 791
a) Tubi in policloruro di vinile (PVC) 791
b) Tubi di polipropilene (PP) 791
c) Tubi di polietilene (PE) 793
d) Tubi di resine termoindurenti rinforzate con fibre di vetro (PRFV) 794
32.9. Giunti 795
32.10. Raccordi 803
32.11. Guarnizioni 804
32.12. Organi di intercettazione e di regolazione 806
32.13. Bibliografia 814

Capitolo 33

33. Montaggio e protezione delle tubazioni 815
33.1. Possibili collocazioni delle tubazioni 815

pag.

33.2. Pendenza delle tubazioni 819
33.3. Collaudo delle reti 820
33.4. Supporti 820
33.5. Protezione delle tubazioni 823
1. Protezione delle tubazioni interrate 823
2. Protezione interna delle tubazioni 825
3. Protezione esterna delle tubazioni aeree 826
4. Rivestimento delle tubazioni convoglianti fluidi caldi o freddi 826
33.6. Scelta dei rivestimenti delle tubazioni 828
a) Rivestimenti coibenti antigelo 830
b) Rivestimenti coibenti propriamente detti 831
c) Rivestimenti antistillicidio 833
33.7. Dilatazioni termiche delle tubazioni 838

Capitolo 34

34. Fonti di approvvigionamento dell'acqua 841
34.1. Modalità di derivazione 841
Derivazione da acquedotto 843
Derivazione da acque superficiali 843
Captazione da falde freatiche 848
Captazione da falde artesiane 848
34.2. Pozzi 848
I. Perforazioni a secco 848
II. Perforazioni a umido 853
a) A rotazione e a circolazione diretta 853
b) A rotazione e a circolazione inversa 854
c) A percussione e a circolazione inversa 855
III. Tipi di filtri e accorgimenti vari inerenti ai pozzi 856
IV. Caratteristiche dei pozzi 859
a) Pozzi freatici 859
b) Pozzi artesiani 861
34.3. Pompe per acqua 862
34.4. Bibliografia 870

Capitolo 35

35. Impianti di distribuzione dell'acqua 871
35.1. Premessa 871
35.2. Acqua industriale 871
35.3. Acqua potabile 877
35.4. Acqua antincendio 880
35.5. Progettazione delle reti di distribuzione 880
I. Reti a pettine 881
Metodo del diametro economico 881
II. Reti a maglie 888

pag.

1) Metodo della massima economia 888
2) Metodo parametrico 891
3) Metodo di Cross 891
35.6. Perdite di carico entro tubi di vario tipo 893
35.7. Bibliografia 896

Capitolo 36

36. Fognature e reti di recupero delle acque 901
36.1. Tubi impiegati per scarichi e fogne 901
Tubi di calcestruzzo 901
Tubi di gres 903
Tubi di materie plastiche 903
Tubi di ghisa 904
36.2. Criteri generali di progettazione 905
36.3. Dimensionamento delle fognature 906
36.4. Portate di acque pluviali 914
36.5. Portate di acque nere 915
36.6. Portate di acque tecnologiche. Recuperi e ricircoli 915
36.7. Pompe per liquami 917
36.8. Bibliografia 922

Capitolo 37

37. Impianti e dispositivi di protezione antincendio 923
37.1. Generalità 923
37.2. Legislazione 924
37.3. Classificazione e cinetica degli incendi 928
37.4. Carico di incendio 929
37.5. Segnalazione degli incendi 934
1) Rivelatori di fumo 935
2) Rivelatori di fiamma 936
3) Rivelatori termici 936
4) Rivelatori di gas 938
37.6. Principi generali sull'estinzione di un incendio 939
37.7 Mezzi antincendio mobili 940
37.8. Impianti antincendio fissi 943
a) Impianti a idranti 943
b) Impianti a pioggia 951
c) Impianti a nebulizzatori o a diluvio 954
d) Impianti a CO_2 ad alta pressione 957
e) Impianti a CO_2 a bassa pressione 958
f) Impianti a schiuma meccanica 959
g) Impianti a gas specifici 960
37.9. Bibliografia 960

Capitolo 38

38. Impianti di produzione e distribuzione dell'aria compressa 961
38.1. Premesse 961

pag.

38.2. Lavoro di compressione dell'aria 962
38.3. Tipi di compressori 964
Compressori volumetrici 965
Compressori dinamici o turbocompressori 975
38.4. Scelta dei compressori 977
38.5. Refrigeratori finali e serbatoi dell'aria compressa 979
38.6. Essiccazione dell'aria compressa 982
38.7. Sistemi di essiccazione dell'aria compressa 990
Essiccatori a refrigerazione 990
Essiccatori ad adsorbimento 991
Essiccatori a deliquescenza 993
38.8. Sala compressori 995
38.9. Reti di distribuzione 997
Progettazione delle reti di distribuzione 1000
38.10. Bibliografia 1004

Capitolo 39

39. Oli minerali 1005
39.1. Classificazione 1005
39.2. Modalità costruttive dei fabbricati e distanze di sicurezza 1006
39.3. Impianti elettrici 1007
39.4. Serbatoi interrati 1007
39.5. Serbatoi fuori terra 1009
39.6. Dispositivi di sicurezza 1012
39.7. Immagazzinamento e pompaggio dei combustibili liquidi 1015
39.8. Reti di distribuzione degli oli minerali 1020
39.9. Bibliografia 1026

Capitolo 40

40. Servomezzi gassosi 1027
40.1. Ossigeno 1027
40.2. Acetilene 1031
40.3. Magazzini di ossigeno e acetilene 1034
40.4. Gas naturale 1035
40.5. Gas di petrolio liquefatto (g.p.l.) 1038
40.6. Idrogeno 1042
40.7. Azoto e argon 1043
40.8. Colorazioni distintive delle bombole 1044
40.9. Bibliografia 1044

Capitolo 41

41. Impianti elettrici 1045
41.1. Normativa 1045
41.2. Fornitura dell'energia elettrica 1047
41.3. Schemi di distribuzione 1048
41.4. Linee di trasporto e distribuzione 1052

pag.

Cavi 1055
Condotti sbarre 1060
Progettazione delle linee 1066
41.5. Trasformatori di potenza 1067
41.6. Apparecchiature elettriche 1072
Apparecchiature AT 1073
Apparecchiature MT 1074
Apparecchiature BT 1074
41.7. Impostazione del progetto degli impianti elettrici 1077
41.8. Motori elettrici 1080
Caratteristiche funzionali dei motori asincroni trifasi 1081
Caratteristiche costruttive e dimensionali dei motori 1084
Protezione e sistemi di avviamento dei motori asincroni trifasi 1085
Criteri di scelta del motore 1087
41.9. Gruppi elettrogeni e gruppi di continuità 1088
41.10 Involucri protettivi 1090
41.11. Protezione contro i contatti indiretti 1091
41.12. Protezione contro i fulmini 1094
41.13. Cenni sull'autoproduzione di energia elettrica 1095
41.14. Bibliografia 1097

Capitolo 42

42. Impianti di illuminazione 1099
42.1. Generalità 1099
42.2. La luce 1099
42.3. Unità fotometriche 1100
42.4. L'illuminazione dell'ambiente di lavoro 1101
La normativa 1101
Abbagliamento 1103
Fattori complementari del benessere visivo 1103
42.5. L'illuminazione degli ambienti industriali 1104
Sorgenti luminose 1104
Apparecchi di illuminazione 1106
Manutenzione degli impianti di illuminazione 1107
42.6. Criteri di scelta dell'impianto di illuminazione 1109
42.7. Metodi di calcolo dell'illuminamento 1110
Metodo punto per punto 1110
Metodo del flusso totale 1111
42.8. Installazione degli apparecchi di illuminazione 1115
Installazione a livello copertura o a filo catena 1115
Installazione ribassata 1116
Proporzionamento delle linee 1117
42.9. Illuminazione di sicurezza 1117
42.10. Bibliografia 1118

pag.

Capitolo 43

43. Impianti termici 1119
43.1. Premesse 1119
43.2. Normativa sugli impianti termici 1120
43.3. Fonti di calore 1128
43.4. Generatori di calore 1134
Generatori con transfer liquido 1135
Generatori di calore a transfer gassoso 1137
Dati caratteristici fondamentali dei generatori di calore 1141
43.5. Transfer 1143
1) Acqua calda o surriscaldata 1144
2) Vapore d'acqua saturo o surriscaldato 1145
3) Fluidi diatermici 1146
4) Transfer gassosi 1148
43.6. Impianti per il combustibile 1150
43.7. Circuiti transfer 1157
a) Transfer aria 1157
b) Transfer gassoso 1159
c) Transfer a fluido diatermico liquido 1160
d) Transfer acqua calda o surriscaldata 1161
e) Transfer vapore d'acqua 1163
43.8. Centrali termiche 1164
a) Utenze tecnologiche 1164
b) Impianti di climatizzazione (riscaldamento, ventilazione, condizionamento) 1166
43.9. Apparecchi per il riscaldamento ambiente 1169
43.10. Fabbisogni di calore 1173
1. Potenza termica 1173
2. Fabbisogno annuo di calore 1176
43.11. Bibliografia 1180

Capitolo 44

44. Impianti di condizionamento dell'aria 1181
44.1. Generalità 1181
44.2. Normativa sul condizionamento ambientale 1187
44.3. Principali componenti degli impianti di condizionamento 1188
Gruppi frigorigeni 1190
Unità di trattamento aria centralizzate 1194
Condotti di distribuzione dell'aria 1197
Tubazioni di distribuzione dei liquidi 1198
Erogatori d'ambiente 1199
1) Condizionatori localizzati 1199
2) Diffusori d'aria 1202
44.4. Fabbisogni termici per il condizionamento degli ambienti 1206

pag.

Calore scambiato con l'esterno per trasmissione 1207
Calore per radiazione solare 1207
Calore endogeno 1211
Ricambio dell'aria 1212
Infiltrazioni di aria 1215
44.5. Trasformazioni principali dell'aria 1215
44.6. Tipi di impianti 1219
44.7. Bibliografia 1232

Capitolo 45

45. Inquinamento dell'aria, impianti di aspirazione e depurazione 1233
45.1. Generalità 1233
45.2. Analisi delle polluzioni 1234
45.3. L'inquinamento da emissioni odorose 1239
45.4. Normativa sugli inquinamenti atmosferici 1241
45.5. Proprietà dinamiche delle emissioni 1247
I. Sedimentazione 1248
II. Centrifugazione 1251
III. Urto 1252
IV. Campo elettrico 1253
45.6. Efflusso e movimento degli aeriformi in condotti 1253
45.7. Progetto degli impianti di aspirazione 1263
I. Tipi di cappe 1263
II. Caratteristiche delle cappe 1265
III. Perdita di carico nelle cappe 1270
IV. Portata d'aria occorrente 1272
45.8. Elettroventilatori 1275
Ventilatori centrifughi 1276
Ventilatori elicoidali 1278
45.9. Esempio di dimensionamento di un impianto di aspirazione 1280
45.10 Impianti di depurazione dell'aria da polveri e fumi 1284
Impianti di depurazione a secco 1285
Impianti di depurazione a umido 1288
Scelta del depuratore 1290
45.11. Abbattimento di gas e vapori 1291
45.12. La depurazione di emissioni odorose 1294
Confronto tra le tecniche di depurazione degli effluenti odorosi 1299
45.13. Bibliografia 1300

Capitolo 46

46. Le impurezze e l'inquinamento dell'acqua 1301
46.1. Caratteristiche chimico-fisiche dell'acqua 1301
46.2. Le impurezze dell'acqua primaria 1302
46.3. L'inquinamento delle acque di scarico 1304

pag.

46.4. L'inquinamento di natura organica 1310
46.5. Metodi di valutazione dell'inquinamento 1314
46.6. Considerazioni conclusive 1315
46.7. Bibliografia 1316

Capitolo 47

47. Trattamenti delle acque primarie 1317
47.1. Eliminazione dell'anidride carbonica 1317
47.2. Eliminazione dell'ossigeno 1318
47.3. Aerazione dell'acqua 1318
47.4. Deferrizzazione 1319
47.5. Demanganizzazione 1320
47.6. Addolcimento, decarbonatazione, demineralizzazione 1320
47.7. Scambiatori di ioni 1324
47.8. Trattamento dell'acqua per usi potabili 1326
47.9. La dissalazione delle acque di mare e salmastre 1327
Distillazione con evaporazione istantanea a stadi multipli 1328
Elettrodialisi 1328
Osmosi inversa 1330
Altri sistemi di dissalazione 1331
Scelta del processo di dissalazione 1332
47.10. Bibliografia 1332

Capitolo 48

48. Trattamenti delle acque reflue 1333
48.1. Pretrattamenti 1333
48.2. Trattamenti primari o decantazione 1334
Decantatori a flusso orizzontale 1336
Decantatori a flusso ascendente 1338
Decantatori circolari 1339
48.3. Coagulazione o flocculazione 1340
48.4. Flottazione 1342
48.5. Depurazione biologica 1343
48.6. Precipitazione chimica 1348
48.7. Trattamenti terziari 1348
48.8. Adsorbimento 1349
48.9. Filtrazione 1350
48.10. Defosfatazione 1353
48.11. Denitrificazione 1353
48.12. Sterilizzazione 1354
48.13. Raffreddamento dell'acqua 1355
1) Raffreddamento per mezzo di aria atmosferica 1356
2) Raffreddamento per mezzo di aria atmosferica con acqua in circuito chiuso 1360
3) Raffreddamento mediante gruppi frigorigeni 1362

pag.

48.14. Trattamenti specifici delle acque reflue 1366
I. Depurazione delle acque residue dell'industria meccanica 1366
II. Trattamento delle acque residue urbane 1371
III. Trattamento delle acque di condensa delle centrali termiche 1373
IV. Trattamento delle acque di piscina 1374
48.15. Descrizione di alcuni impianti di depurazione di acque reflue 1375
1) Stabilimento di lavorazioni meccaniche 1375
2) Stabilimento per la produzione di componenti meccanici 1376
3) Fonderia di ghisa 1379
4) Impianto di depurazione delle acque reflue di un centro urbano 1381
48.16 Bibliografia 1382

Capitolo 49

49. Trattamenti dei fanghi 1383
49.1. Generalità 1383
49.2. Trattamenti fisici, chimici e biologici 1384
a) Letti di essiccamento 1384
b) Ispessimento per decantazione 1384
c) Lavaggio 1385
d) Ispessimento per flottazione 1386
e) Fermentazione o digestione anaerobica 1386
f) Stabilizzazione per via aerobica (digestione aerobica) 1387
g) Trattamento (o condizionamento) chimico 1388
49.3. Trattamenti meccanici 1388
1) Filtrazione sotto vuoto 1389
2) Filtro-pressatura 1390
3) Centrifugazione 1391
49.4. Trattamenti termici 1392
a) Essiccazione 1392
b) Incenerimento 1392
49.5. Smaltimento finale dei fanghi 1394
49.6. Bibliografia 1396

Capitolo 50

50. Lo smaltimento dei rifiuti solidi 1397
50.1. Premesse 1397
50.2. Normativa sui rifiuti solidi 1398
50.3. Composizione dei rifiuti 1403
50.4. La gestione dei rifiuti solidi 1404
50.5. Tecniche di smaltimento dei rifiuti urbani 1407
I. Discarica non controllata 1407
II. Discarica controllata 1408
III. Compressione 1410
IV. Incenerimento 1411
V. Incenerimento con recupero di energia 1414

pag.

VI. Pirolisi 1415
VII. Trasformazione in "compost" 1417
VIII. Riciclaggio o recupero 1420
50.6. Tecniche di smaltimento dei rifiuti industriali 1425
1. Incenerimento 1425
2. Compostaggio 1427
3. Discarica controllata 1427
4. Riciclaggio 1427
50.7. Criteri di scelta del sistema di smaltimento 1428
50.8. Macchinari per il trattamento dei rifiuti solidi 1432
50.9. Centri di depurazione 1435
50.10. Bibliografia 1437

Capitolo 51

51. **Inquinamento da rumore e metodi di controllo** 1439
51.1. Caratteristiche del suono 1439
51.2. Spettri sonori 1446
51.3. Campi sonori 1449
Campo libero o diretto 1449
Campo diffuso o riverberante 1451
51.4. Combinazione di livelli sonori 1453
51.5. Rumore di fondo 1454
51.6. Riduzione del suono mediante barriere e pareti 1455
51.7. Diffusione del rumore negli ambienti 1458
Tempo di riverberazione 1463
51.8. Percezione uditiva e valutazione del suono 1465
51.9. Danni all'udito 1467
51.10. Strumenti per la misura del rumore 1470
Fonometro o misuratore di livello sonoro 1470
Apparecchi ausiliari 1472
51.11. Normativa sul rumore 1474
La situazione italiana 1474
Normative statunitensi 1476
Normativa sul rumore impulsivo 1478
51.12 Il controllo del rumore 1478
1) Propagazione nell'atmosfera 1479
2) Propagazione negli ambienti 1479
3) Trasmissione attraverso pareti 1480
51.13. Silenziatori 1484
51.14. Interventi per ridurre il rumore industriale 1488
Isolamento del rumore 1488
Assorbimento del rumore 1491
Smorzamento delle vibrazioni 1494
Esemplificazione 1496

pag.

Protezione individuale 1496
Trafila progettuale 1497
51.15. Sistemi attivi di riduzione del rumore 1497
51.16. Bibliografia 1498

Capitolo 52

52. **Le vibrazioni ed il loro controllo** 1499
52.1. Caratteristiche delle vibrazioni 1499
52.2. Sorgenti di vibrazioni 1500
52.3. Effetti delle vibrazioni 1500
52.4. Rilievo ed analisi delle vibrazioni 1501
52.5. Normativa 1504
52.6. Riduzione delle vibrazioni 1507
52.7. Fondazioni antivibranti 1511
52.8. Protezione individuale 1512
52.9. Bibliografia 1512

Capitolo 53

53. **Cenni di ergonomia** 1513
1. Uomo 1515
2. Macchina 1516
3. Ambiente 1518
Bibliografia 1522

Capitolo 54

54. **Uso razionale dell'energia** 1525
54.1. Premessa 1525
54.2. Il responsabile per l'uso dell'energia 1526
54.3. Interventi 1527
1. Miglioramento o sostituzione dei processi produttivi tradizionali 1529
2. Utilizzo di risorse alternative o sostitutive 1529
3. Risparmi energetici 1530
4. Ottimizzazione delle gestioni impiantistiche 1531
5. Recupero di energie degradate 1532
6. Riduzione dei disperdimenti del calore ambientale e dimensionamento ottimale delle centrali termiche 1533
7. Ricorso alla cogenerazione mediante sistemi "ad energia totale" 1534
8. Impiego di cicli termodinamici inversi 1537
54.4. Esempi di energy saving 1541
54.5. Bibliografia 1546

Unità di misura delle grandezze utilizzate nel testo, nei sistemi internazionale, tecnico e cgs e fattori di conversione f nelle unità SI.

Grandezze	Unità SI	Unità tecnica	Unità cgs	f (tecnico/SI)	f' (cgs/SI)
Lunghezza	m	m	cm	1	10^{-2}
Massa	kg	$kg_f m^{-1} s^2 = u_m$	g	9,81	10^{-3}
Tempo	s	s	s	1	1
Temperatura termodinamica	K	°C	°C	1	1
Intensità di corrente elettrica	A	–	statA	–	$3.3 \cdot 10^{-10}$
Intensità luminosa	cd	–	cd	–	1
Quantità di sostanza	mol	–	–	–	–
Angolo piano	rad	rad	rad	1	1
Angolo solido	sr	sr	sr	1	1
Forza, peso	N	kg_f	dyn	9,81	10^{-5}
Energia, lavoro	J	$kg_f m$	erg	9,81	10^{-7}
Potenza	W	$kg_f m\ s^{-1}$	erg s^{-1}	9,81	10^{-7}
Pressione, tensione	Pa=Nm^{-2}	$kg_f m^{-2}$	dyn cm^{-2}	9,81	10^{-1}
Quantità di calore, entalpia	J	kcal	erg	$4,19 \cdot 10^3$	10^{-7}
Entalpia massica	Jkg^{-1}	kcal u_m^{-1}	erg g^{-1}	$4,27 \cdot 10^2$	10^{-4}
Capacità termica, entropia	JK^{-1}	kcal $°C^{-1}$	erg $°C^{-1}$	$4.19 \cdot 10^3$	10^{-7}
Calore specifico, entropia massica	$Jkg^{-1}K^{-1}$	kcal $u_m^{-1}°C^{-1}$	erg g^{-1} $°C^{-1}$	$4,27 \cdot 10^2$	10^{-4}
Flusso di calore	W	kcal h^{-1}	erg s^{-1}	1,16	10^{-7}
Conduttività termica	W m^{-1} K^{-1}	kcal $m^{-1}h^{-1}°C^{-1}$	erg $cm^{-1}s^{-1}°C^{-1}$	1,16	10^{-5}
Trasmittenza termica	W m^{-2} K^{-1}	$kg_f s^{-1} m^{-1} °C^{-1}$	erg $s^{-1}cm^{-2}°C^{-1}$	9,81	10^{-3}
Carica elettrica	C	–	statC	–	$3 \cdot 10^{-10}$
Potenziale elettrico	V	–	statV	–	$3 \cdot 10^2$
Resistenza elettrica	Ω	–	statΩ	–	$3 \cdot 10^{11}$
Illuminamento	lx	–	im cm^{-2}	–	10^4
Luminanza o brillanza	nt=cdm^{-2}	–	sb	–	10^4
Flusso luminoso	lm	–	lm	–	1
Frequenza	Hz	Hz	Hz	1	1
Area	m^2	m^2	cm^2	1	10^{-4}
Volume	m^3	m^3	cm^3	1	10^{-6}
Volume specifico	$m^3 kg^{-1}$	$m^3 u_m^{-1}$	$cm^3 g^{-1}$	1/9,81	10^{-3}
Massa volumica, densità	kg m^{-3}	u_m m^{-3}	dyn cm^{-3}	9,81	10^{-2}
Peso specifico	N m^{-3}	kg_f m^{-3}	g cm^{-3}	9,81	10
Portata in massa	kg s^{-1}	u_m s^{-1}	g s^{-1}	9,81	10^{-3}
Portata in volume	m^3 s^{-1}	m^3 s^{-1}	cm^3 s^{-1}	1	10^{-6}
Portata ponderale	N s^{-1}	kg_f s^{-1}	dyn s^{-1}	9,81	10^{-6}
Prevalenza	m	m	cm	1	10^{-2}
Sforzo di taglio e normale	Nm^{-2}	$kg_f m^{-2}$	dyn cm^{-2}	9,81	10^{-1}
Momento d'inerzia	kg m^2	u_m m^2	g cm^2	9,81	10^{-7}
Velocità	m s^{-1}	m s^{-1}	cm s^{-1}	1	10^{-2}
Accelerazione	m s^{-2}	m s^{-2}	cm s^{-2}	1	10^{-2}
Tensione superficiale	N m^{-1}	kg_f m^{-1}	dyn cm^{-1}	9,81	10^{-3}
Viscosità dinamica	Pa s=Nsm^{-2}	kg_f s m^{-2}	dyn s cm^{-2}	9,81	10^{-1}
Viscosità cinematica	m^2 s^{-1}	m^2 s^{-1}	cm^2 s^{-1}	1	10^{-4}

Fattori di conversione di alcune unità fuori sistema.

1 bar = 10^5 Pa
1 atm = 1 $kg_f cm^{-2}$ = 101.325 Pa
1 mm H_2O = 9,806 Pa
1 mm Hg = 133.322 Pa
1kcal = 4,1868 10^3 J
1 Wh = 3600 J
1 giro min^{-1} = 0,104 $rads^{-1}$
1 l = 10^{-3} m^3
1 ag = 2π rad
1 kmh^{-1}=-0,278 ms^{-1}

Prefissi dei multipli e sottomultipli delle unità di misura SI.

Prefisso	Nome	Simbolo
10^9	giga	G
10^6	mega	M
10^3	kilo	k
10^2	etto	h
10	deca	da
10^{-1}	deci	d
10^{-2}	centi	c
10^{-3}	milli	m
10^{-6}	micro	μ
10^{-9}	nano	n

32. Impianti di distribuzione dei fluidi ("piping")

32.1. PREMESSE

Gli stabilimenti industriali, per produrre, abbisognano di alcuni *servomezzi* quali l'energia elettrica, l'acqua, l'aria compressa, il vapore. Infatti, macchinari e impianti tecnologici funzionano solo se sono alimentati da uno o più di tali fluidi, i quali sono assicurati da appositi impianti denominati *impianti generali*.

Nei capitoli successivi, ci soffermeremo sugli impianti di produzione e approvvigionamento dei servomezzi, sulle modalità di eventuali accumuli, sulle caratteristiche e sui criteri di progettazione delle relative reti di distribuzione negli stabilimenti industriali.

Come premessa di carattere generale, rileviamo che la progettazione dei vari impianti generali deve anche essere il risultato di uno studio di ottimizzazione economica. Infatti, da una parte, il costo degli impianti per la produzione e la distribuzione dei servomezzi può raggiungere il 30% del costo totale dello stabilimento, macchinari esclusi, e quindi è importante ridurre al minimo il relativo investimento; dall'altra, risulta altrettanto importante progettare gli impianti generali in modo da rendere minimo il costo di esercizio (consumi di energia; manutenzione; sorveglianza; oneri di mancata produzione per interruzione nella distribuzione dei servomezzi).

La preparazione tecnica e l'impegno del progettista possono portare a risultati economici di notevole entità perché relativi all'intera vita dello stabilimento.

All'atto della progettazione degli impianti generali si deve tenere conto dei prevedibili fabbisogni futuri, valutati con sufficiente larghezza, per non dover rifare o raddoppiare un impianto dopo breve tempo dalla sua realizzazione.

E ancora, ove possibile, le reti di distribuzione dei vari servomezzi devono essere visibili e facilmente ispezionabili: a tale fine, si identificano le varie reti con targhe, diciture o colorazioni specifiche. In proposito, ricordiamo che la tabella UNI 5634 fornisce indicazioni sui colori da impiegare per l'identificazione della natura di un fluido, liquido o gassoso, convogliato mediante tubazioni.

Essa fa anzitutto distinzione fra *colori distintivi di base* e *indicazioni di codice*. I primi identificano tubazioni convoglianti fluidi dei quali è sufficiente individuare la natura. Così, i colori di seguito indicati hanno il significato scritto a fianco:

verde	acqua
grigio argento	vapore e acqua surriscaldata
marrone	oli minerali, combustibili liquidi
giallo ocra	gas (esclusa l'aria)
violetto	acidi e alcali
azzurro chiaro	aria compressa
nero	altri liquidi

Le indicazioni di codice sono i *colori di sicurezza* ed i *dati indicanti la natura* del fluido. Esse si applicano – in prossimità di valvole, raccordi e apparecchiature – su tubazioni adducenti fluidi la cui individuazione deve essere precisa. I colori di sicurezza impiegati a tale scopo sono:
- rosso, per le tubazioni degli impianti antincendio;
- azzurro, assieme al colore di base verde, per contraddistinguere le tubazioni convoglianti acqua dolce (potabile o no).

I dati indicanti la natura del fluido possono essere riportati sotto una delle forme seguenti:
- nome per esteso (ad esempio, acqua dolce);
- abbreviazione (A D);
- formula chimica (H_2O).

Tanto dei colori di base quanto dei colori di sicurezza, la norma UNI citata fornisce la definizione fisica.

I colori di base sono applicati o su tutta la tubazione od a bande, la cui larghezza è funzione del diametro della tubazione e della distanza alla quale deve essere visibile.

I colori di sicurezza sono applicati sul colore di base con bande di larghezza pari a 1/4 della larghezza della banda del colore di base.

I dati riguardanti la natura del fluido sono in bianco o in nero, in modo da contrastare con il colore di base, siano essi applicati direttamente sul tubo o su targhette fissate al tubo stesso.

La norma CEI 16-4 precisa a sua volta i colori che consentono l'individuazione dei conduttori isolati e nudi, mentre la norma CEI 16-3 specifica i colori per gli indicatori luminosi e per i pulsanti. Così, i conduttori di protezione sono individuati dalla combinazione bicolore giallo-verde; i conduttori nudi e le sbarre devono essere colorati con bande verdi e gialle larghe ciascuna da 15 a 100 mm; il blu chiaro identifica il conduttore neutro. Per quanto riguarda i dispositivi indicatori installati sulle apparecchiature elettriche, il colore rosso evidenzia una situazione di pericolo, il giallo richiama l'attenzione delle persone, il verde assume il significato di sicurezza.

Facciamo infine presente che le tubazioni, le valvole ed i vari componenti degli impianti di distribuzione dei servomezzi devono essere installati in modo da: non intralciare il transito; non essere danneggiati da veicoli o mezzi di trasporto; non occupare spazi di lavoro; non costituire barriera alla luce naturale.

In questo capitolo, prenderemo in esame gli elementi costitutivi delle reti di distribuzione dei servomezzi liquidi e gassosi.

32.2. "PIPING"

I principali elementi costitutivi delle reti di distribuzione (1) dei fluidi sono:

(1) Nell'industria, per *rete di distribuzione* di un fluido si intende l'insieme delle tubazioni, valvole, derivazioni, ecc. che consentono di alimentare il fluido stesso dal punto di produzione o di captazione alle utenze distribuite nello stabilimento.

- tubi;
- giunti, raccordi, flange e guarnizioni;
- organi di intercettazione e di regolazione;
- accessori (manometri, misuratori di portata, filtri, dilatatori, scaricatori di condensa, ecc.).

La fig. 32.1 consente di individuare, nel caso molto semplice preso ad esempio, alcuni degli elementi sopra citati.

Nella terminologia anglosassone le reti di distribuzione sono individuate con un unico termine: *piping*.

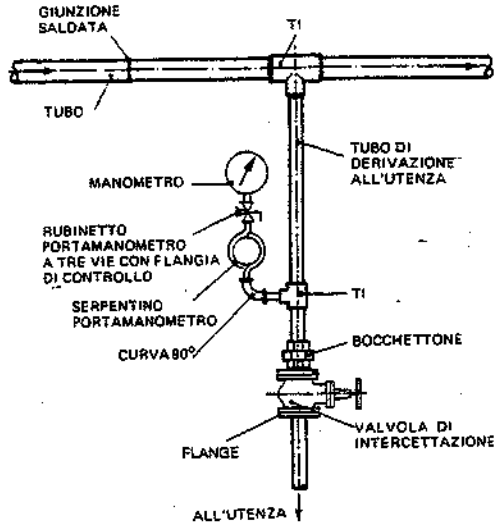


Fig. 32.1 – Elementi costituenti un tratto di tubazione per l'alimentazione di un fluido ad una utenza.

Simbologia

La rappresentazione grafica delle reti di distribuzione dei fluidi richiede quasi sempre l'adozione di una apposita simbologia: in mancanza di una unificazione in merito, si adottano segni convenzionali preventivamente definiti.

La tab. 32.I riporta i segni grafici adottati presso alcuni uffici tecnici per la raffigurazione di parti costituenti le reti di distribuzione dei fluidi negli stabilimenti industriali.

Diametro e pressione nominali

Introduciamo le definizioni di *diametro nominale* e *pressione nominale*.

Il *diametro nominale* (DN) è una designazione numerica comune a tutti gli elementi di una tubazione (tubi, flange, saracinesche, ecc.) per il convogliamento dei fluidi; esso rappresenta, approssimativamente, la dimensione in millimetri del diametro interno dell'elemento di tubazione. Il DN è sovente utilizzato per le tubazioni di acciaio e di ghisa.

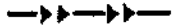
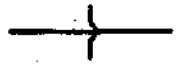
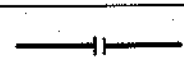
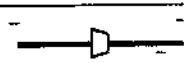
La serie dei diametri nominali unificati e da impiegare di preferenza è, in Italia, la seguente (tabella UNI 1282-82):
1 – 1,5 – 2 – 2,5 – 3 – 4 – 5 – 6 – 8 – 10 – 15 – 20 – 25 – 32 – 40 – 50 – 65 – 80 – 100 – 125 – 150 – 175 – 200 – 250 – 300 – 350 – 400 – 500 – 600 – 700 – 800 – 900 – 1000 – 1200 – 1400 – 1600 – 1800 – 2000 – 2200 – 2500.

Gli elementi di tubazione possono anche essere designati con il diametro esterno od interno e con lo spessore, l'uno e l'altro espressi in millimetri; in particolare, tale designazione è normale per le tubazioni in materie plastiche ed in calcestruzzo.

In molti paesi il diametro dei tubi e degli altri componenti del piping è ancora definito in *pollici*, in conformità alle norme ANSI (American National Standard Institute); solo la designazione è cambiata: il diametro in pollici non è più contraddistinto dal noto simbolo di identificazione (doppio apostrofo), ma è espresso da un numero preceduto dalla sigla NSD (Nominal Size Designation). I diametri più frequentemente usati sono:
NSD 1/2 – 3/4 – 1 – 1 1/2 – 2 – 3 – 4 – 6 – 8 – 10 – 12 – 14 – 16 – 18 – 20 – 24 – 26 – 28 – 30 – 34 – 36 – 38 – 40 – 42 – 44 – 46 – 48.

Tabella 32.I – Simbologia per la raffigurazione grafica dei principali elementi costituenti le reti di distribuzione dei fluidi.

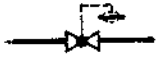
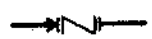
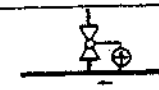
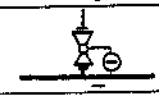
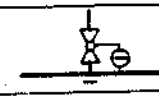
a) TUBAZIONI E PARTICOLARI DI TUBAZIONI

DENOMINAZIONE		SIMBOLO
ACQUA INDUSTRIALE	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
ACQUA ANTINCENDIO	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
ACQUA POTABILE	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
ACQUA DI RECUPERO	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
ARIA COMPRESSA	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
GAS ILLUMINANTE	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
GAS METANO	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
BENZINA	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
OLIO	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
INCROCIO CON CONNESSIONE		
INCROCIO SENZA CONNESSIONE		
UNIONE A FLANGIA		
VARIAZIONE DI DIAMETRO		

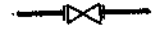
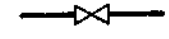
(segue)

(segue tabella 32.I) –

b) VALVOLE

DENOMINAZIONE	FLANGIATE	FILETTATE
MANUALE		
CON COMANDO A MOTORE		
CON COMANDO A GALLEGGIANTE		
DI RITEGNO		
DI REGOLAZIONE COMANDATA DALLA PRESSIONE A MONTE		
DI REGOLAZIONE COMANDATA DALLA PRESSIONE A VALLE		
A TRE VIE		
A FARFALLA		

c) SARACINESCHE

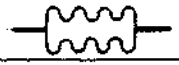
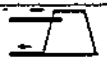
MANUALE		
CON COMANDO A MOTORE		

d) APPARECCHIATURE, APPARECCHI DI MISURA, COMPENSATORI DI DILATAZIONE, MOTORI E MACCHINE

DENOMINAZIONE	SIMBOLO
INDICATORE DI LIVELLO	
TERMOMETRO	
MANOMETRO O VACUOMETRO	

(segue)

(segue tabella 32.I)

FLUSSOMETRO	
COMPENSATORE DI DILATAZIONE A LIRA / OMEGA	
COMPENSATORE DI DILATAZIONE A SOFFIETTO	
MOTORE ELETTRICO	
POMPA CENTRIFUGA	
ELETTROVENTILATORE ELICOIDALE	
VENTILATORE CENTRIFUGO	
FILTRO	
SCARICATORE DI CONDENSA A GALLEGGIANTE	
SERBATOIO PER ACQUA	
TORRE DI REFRIGERAZIONE	

La *pressione nominale* (PN) indica una pressione convenzionale, espressa in bar, caratterizzante la resistenza massima degli elementi costituenti una tubazione.

Le pressioni nominali unificate e di più frequente impiego sono le seguenti (tabelle UNI 1283-85 e UNI ISO 7268-85):
1 – 2,5 – 6 – 10 – 16 – 20 – 25 – 50 – 64 – 100 – 150 – 250 – 320 – 420 – 640 – 1000 – 1600 – 2500.

Con riferimento ai tubi di acciaio, ad ogni valore della *pressione nominale* corrispondono tre valori della *pressione di esercizio*, a seconda del grado di sicurezza richiesto (stabilito in base alla natura del fluido ed alla sua temperatura). Per determinare la pressione massima alla quale può essere sottoposta una tubazione, si considerano tre condizioni di esercizio:

I) la prima condizione fa coincidere la pressione di esercizio con la pressione nominale: è il caso di fluidi non pericolosi (in relazione alla loro natura chimica) e con temperature inferiori a 120°C;
II) nella seconda condizione, la pressione di esercizio è circa l'80% della pressione nominale: fluidi chimicamente pericolosi a temperature non superiori a 120°C oppure fluidi non pericolosi a temperature fra i 120° e i 300°C;
III) nel caso di fluidi molto pericolosi oppure non pericolosi ma aventi temperature superiori a 300°C, la pressione di esercizio corrisponde al 64% della pressione nominale (terza condizione di esercizio).

La tab. 32.II riporta i valori delle pressioni nominali e delle pressioni di esercizio nelle tre condizioni suddette. Tale tabella riporta pure le pressioni richieste per la *prova idraulica* delle tubazioni (da effettuarsi dopo la loro posa in opera e prima dell'entrata in esercizio). All'estero, i valori della pressione di prova sono dettati dalle norme ANSI B31.1.

Tabella 32.II – Pressioni nominali, di esercizio e di collaudo per tubi e flange di acciaio (valori in bar).

PN	Pressioni di esercizio				Pressione di prova idraulica
	I	II	III		
	tubi e flange	tubi e flange	tubi	flange	
1	1	1	–	–	2
2.5	2.5	2	–	–	4
6	6	5	–	–	10
10	10	8	–	–	16
16	16	13	10	–	25
25	25	20	16	20	40
40	40	32	25	32	60
64	64	50	40	40	96
100	100	80	64	64	150

Per quanto riguarda i tubi di materie plastiche, la pressione nominale corrisponde alla pressione di esercizio solo per il convogliamento di acqua alla temperatura di 20°C; al crescere della temperatura, la pressione di esercizio diminuisce secondo le indicazioni fornite dalla normativa in essere.

32.3. TUBI

Il tipo di tubo adatto al trasporto di un determinato fluido viene scelto in base ai seguenti fattori:

1) *Materiale* di cui sono costituiti i tubi: si costruiscono tubi di acciaio, ghisa, materie plastiche, calcestruzzo, rame, ecc.
   La scelta del materiale costituente i tubi va fatta tenendo conto, tra l'altro, delle caratteristiche chimico-fisiche del fluido da trasportare (prime fra tutte l'aggressività, la temperatura e la pressione), nonché delle condizioni ambientali in cui le tubazioni verranno a trovarsi (ossia, anche qui, temperatura, pressione, aggressività).
2) *Tipo costruttivo* dei tubi (con o senza saldatura, lisci o filettati, con o senza rivestimento protettivo): la scelta si fa ancora in base alla natura del fluido e, inoltre, alla portata, pressione di esercizio, modalità di installazione del tubo stesso (interrato, aereo nell'interno dei fabbricati o all'aperto, ecc.).

Scelto il tipo di materiale ed il tipo costruttivo più adatti, si determinano il diametro (in funzione della portata di fluido da convogliare) e lo spessore del tubo.

Lo spessore minimo dei tubi metallici soggetti a pressione interna (2) è determinabile con la seguente formula (tabelle UNI 1285 e 7088):

$$s_0 = \left(\frac{p d_e}{20\sigma_{am} + p} + c\right) \cdot \frac{100}{100 - a} \qquad (32.1)$$

(2) Il calcolo di resistenza qui richiamato non tiene conto di sollecitazioni addizionali quali vibrazioni, urti, pulsazioni di pressione, carichi esterni.

Se però è prevista una prova idraulica o altra prova di pressione sostitutiva, lo spessore viene calcolato con la:

$$s_0 = \frac{p_p d_e}{20\frac{R_t}{K}z + p_p} \cdot \frac{100}{100 - a} \qquad (32.2)$$

Nelle (32.1) e (32.2) i simboli impiegati hanno il seguente significato:

s_0 = spessore di calcolo del tubo (mm);
p = massima pressione di esercizio prevista (bar);
d_e = diametro esterno del tubo (mm);
σ_{am} = sollecitazione massima ammissibile (N/mm²);
z = efficienza di saldatura, con i seguenti valori:
0,5 per tubi saldati, di acciaio Fe 360,
0,8 per tubi saldati, di materiale di qualità,
1 per tubi senza saldatura e saldati, di materiale di qualità e sottoposti a controllo non distruttivo sull'intero sviluppo della saldatura;
c = sovraspessore (mm), funzione del materiale, del procedimento di fabbricazione e delle condizioni di corrosione in esercizio. Si assume:
c = 0,5 per acciai al carbonio,
c = 0 per acciai inossidabili, materiali metallici non ferrosi, plastica;
a = tolleranza di fabbricazione sullo spessore del tubo (12,5%);
p_p = pressione di prova idraulica (bar);
R_t = carico unitario al limite di deformazione permanente dello 0,2%, alla temperatura t (N/mm²);
K = coefficiente di sicurezza su R_t ($\geq 1,6$).

Lo spessore di fabbricazione del tubo viene assunto non inferiore al maggiore dei due valori ricavati con le formule (32.1) e (32.2), le quali tengono già conto delle tolleranze di fabbricazione. Lo spessore nominale viene arrotondato a quello unificato immediatamente superiore.

Più semplicemente, lo spessore dei tubi può essere calcolato mediante la:

$$s = \frac{PN \cdot d_e}{20\sigma_{am} + PN} \qquad (32.3)$$

applicabile a qualunque tipo di tubo.

32.4. TUBI DI ACCIAIO

I tubi di acciaio possono essere costruiti con o senza saldatura, a seconda del processo di produzione. Le norme UNI ne precisano la classificazione, le caratteristiche, le dimensioni e le prove (3).

(3) L'unificazione riguarda sia i tubi di acciaio *saldati*, costruiti con nastri di acciaio curvati e saldati secondo processi diversi, sia quelli *senza saldatura*, ottenuti mediante procedimento di laminazione o di pressatura a caldo, finiti come tali con ulteriore lavorazione di trafilatura a caldo ed a freddo.

I tubi di acciaio sono classificabili in base agli impieghi cui sono destinati. Di seguito, citiamo i tipi di tubi più frequentemente utilizzati per realizzare le reti di distribuzione dei fluidi, con particolare riferimento al piping industriale.

a) Tubi filettabili

Si tratta di tubi di produzione corrente, di acciaio non legato Fe 330, saldati o senza saldatura, facilmente lavorabili. Vengono forniti, a richiesta, con le estremità già filettate oppure lisce e sono normalmente utilizzati per impianti convoglianti fluidi in pressione. La filettatura è di norma conica ed i tubi possono essere forniti con manicotto avvitato ad una delle estremità. Dietro richiesta, sono anche prodotti con filettatura cilindrica.

La norma UNI 8863-87 suddivide questi tubi in tre serie: leggera, media e pesante, le cui pressioni nominali variano da PN 10 a PN 25 ed i diametri da DN 10 a DN 100 (peraltro, i produttori limitano il diametro dei tubi saldati a DN 80, mentre forniscono tubi senza saldatura delle serie media e pesante con diametri fino a DN 150). Per la loro individuazione si usa ancora, nella pratica, una misura convenzionale del diametro espressa in pollici.

I tubi senza saldatura sono anche denominati *tubi gas*: la tab. 32.III riporta le principali caratteristiche della serie media di tali tubi. Per le altre due serie e per i tubi saldati si rimanda alla UNI 8863 oppure alle tabelle dei produttori. Nella categoria dei tubi filettabili rientrano anche i tubi per pozzi d'acqua, suddivisi nella serie leggera (UNI 1288) e media (UNI 1289).

Tabella 32.III – Caratteristiche dei tubi di acciaio senza saldatura, serie media, filettabili, con manicotto (tabella UNI 8863).

DN	Diametro convenz. pollici	Diametro esterno mm	Spessore mm	Massa lineica nero kg/m	Massa lineica zincato kg/m
10	3/8"	17,2	2,3	0,839	0,876
15	1/2"	21,3	2,6	1,21	1,26
20	3/4"	26,9	2,6	1,56	1,62
25	1"	33,7	3,2	2,41	2,49
32	1"1/4	42,4	3,2	3,10	3,20
40	1"1/2	48,3	3,2	3,56	3,67
50	2"	60,3	3,6	5,03	5,17
65	2"1/2	76,1	3,6	6,42	6,60
80	3"	88,9	4,0	8,36	8,57
100	4"	114,3	4,5	12,2	12,48
125	5"	139,7	5,0	16,6	16,94
150	6"	165,1	5,0	19,8	20,20

Temperature di impiego: –10° ÷ +110°C. PN 16 per i tubi filettati, PN 25 per i tubi lisci.

b) Tubi commerciali

Quando si devono trasportare fluidi per i quali sono richiesti la tenuta stagna e diametri fino a 600 mm, si ricorre a tubi di acciaio non legato di base (Fe 320) con estremità lisce, nelle due versioni: senza saldatura o saldati.

Dimensioni e masse di tali tubi sono indicate nelle UNI 7287-86 e 7288-86; dalla prima abbiamo stralciato e riportato nella tab. 32.IV le caratteristiche dei tubi lisci commerciali di più frequente impiego.

c) Tubi per applicazioni meccaniche

La norma UNI 7729 precisa le caratteristiche dei tubi senza saldatura, di acciaio non legato di qualità, adatti per applicazioni meccaniche.

Inoltre, la UNI 663 riguarda tubi di qualità, lisci, utilizzati – oltre che per applicazioni meccaniche – negli scambiatori di calore e dentro forni o vaporizzatori (tali tubi sono in grado di sopportare temperature fino a circa 200°C).

Tabella 32.IV – Dimensioni e masse di tubi senza saldatura con estremità lisce di acciaio non legato di base (UNI 7287).

Ø esterno mm	Spessore mm	Massa lineica kg/m
60,3	2,9	4,11
76,1	2,9	5,24
88,9	3,2	6,76
101,6	3,6	8,70
114,3	3,6	9,83
139,7	4,0	13,4
168,3	4,5	18,2
219,1	6,3	33,1
273,0	6,3	41,4
323,9	7,1	55,5

Tubi per basse ed alte temperature sono anche prodotti secondo norme internazionali; in par-ticolare, secondo le ASTM (American Society for Testing and Materials) A333 e A335.

d) Tubi per condotte

Questi tubi sono classificabili in base al fluido che devono convogliare; sono infatti disponibili:

* tubi per trasporto di acque;
* tubi per trasporto di prodotti petroliferi;
* tubi per trasporto di gas naturale.

I tubi per condotte d'acqua sono normalizzati dalla UNI 6363-84, mentre i tubi utilizzati per la distribuzione dei prodotti liquidi dell'industria petrolifera rispecchiano la UNI 8488-88 oppure la norma 5L dell'API (American Petroleum Institute), entrambe applicabili anche ai tubi per gas naturale. I tubi destinati a quest'ultimo fluido devono soddisfare anche i requisiti integrativi (rispetto a quanto indicato nella UNI 8488) previsti nel D.M. 24 novembre 1984.

La tab. 32.V riporta dimensioni e pesi di tubi di acciaio per condotte d'acqua ripresi dalla UNI 6363. Tali tubi sono costruiti – in relazione alle pressioni cui saranno sottoposti – con acciai al carbonio Fe 360, Fe 410 o Fe 510.

e) Tubi speciali

I tubi speciali sono adatti per condizioni particolarmente severe di esercizio (temperatura, corrosione, ecc.). Sono costruiti senza saldatura con acciai legati, in esecuzione a caldo ed a freddo, ad alto contenuto di Cr, quali gli *acciai inossidabili* dei vari tipi a struttura austenitica, ferritica e martensitica. Fra questi, i più impiegati sono gli austenitici (contenuto di *Cr* compreso fra il 16 e il 26%; di *Ni* fra l'8 e il 22%; piccole quantità di *Mo, Ti, Cb, Ta, C).*

Tabella 32.V – Tubi di acciaio non legato di qualità, senza saldatura, per condotte d'acqua.

DN	Ø esterno mm	Spessore mm	Massa lineica kg/m
150	168,3	4,5	18,2
200	219,1	5,9	31,0
250	273	6,3	41,4
300	323,9	7,1	55,5
350	355,6	7,1	61,0
400	406,4	8,0	78,6
450	457	8,0	88,6
500	508	8,8	108
600	610	12,5	184

La tab. 32.VI riporta le caratteristiche e le possibilità di impiego degli acciai inossidabili più usati per la fabbricazione di tubi.

I tubi di acciaio inossidabile sono impiegati nel campo delle alte temperature, nelle industrie dell'azoto e derivati, farmaceutica, conserviera, in enologia, nelle tin-

Tabella 32.VI – Acciai inossidabili, loro caratteristiche chimiche, meccaniche e d'impiego.

Designazione AISI	Composizione chimica C %	Cr %	Ni %	Altri elementi %	Caratteristiche meccaniche Carico di rottura kg/mm²	Carico di snervamento kg/mm²	Struttura	Caratteristiche d'impiego
310	≤ 0,25	24÷26	19÷22	–	67	31,5	Austenitica (acciai non temprabili a caldo, per induriril occorre laminarli a freddo)	Adatto per alte temperature; resiste bene alla corrosione fino a 800-900°C; saldabilità buona
304 S	≤ 0,06	18÷20	8÷12	–	59÷70	21÷24,5		Buona resistenza alla corrosione alle temperature normali; saldabilità buona
304 L	≤ 0,03	18÷20	8÷12	–	56	23,2		Come l'AISI 304 S, ma più facilmente saldabile (per minor tenore di C); saldabilità molto buona
316 L	≤ 0,03	16÷18	10÷14	Mo = 2÷3	57	24÷29,5		Resiste meglio dei precedenti alla corrosione (perché contiene Mo); saldabilità discreta
316 S	≤ 0,06	16÷18	10÷14	Mo = 2÷3	56÷69	21÷29,5		Come l'AISI 316 L, ma più facilmente saldabile
321	≤ 0,08	17÷19	9÷12	Ti ≥ 5 C	59÷64	21÷24		Simile all'AISI 304 S, ma essendo stabilizzato con Ti ha maggior resistenza alla corrosione; saldabilità buona
347	≤ 0,08	17÷19	9÷13	Cb+Ta ≥ 10 C	63÷67	24÷28		Come l'AISI 321, ma Cb e Ta ne aumentano ulteriormente la resistenza meccanica; saldabilità molto buona
430	≤ 0,12	14÷18	–	–	53	28÷35	Ferritica (acciai non temprabili)	Presenta minor resistenza alla corrosione dei precedenti, ma la lavorazione è più facile; saldabilità buona
446	≤ 0,20	23÷27	–	N ≤ 0,25	56÷60	35÷38		Come l'AISI 430, con resistenza maggiore; saldabilità discreta
410	≤ 0,15	11,5÷13,5	–	–	49÷52	28÷31	Martensitica (acc. tempr.)	Minor resistenza meccanica ed alla corrosione dei tipi AISI 430 e 446; saldabilità buona

torie, nonché nei casi in cui sono richiesti elevati valori delle caratteristiche meccaniche di scorrimento a caldo e stabilità all'ossidazione ed alla corrosione.

In particolare, gli acciai austenitici resistono alle soluzioni saline, a numerosi acidi, alcali e composti chimici. Gli acciai martensitici resistono a: agenti atmosferici, acqua, acidi (escluso il nitrico) ed alcali. Gli acciai ferritici sono intermedi, per quanto riguarda la resistenza alla corrosione, fra quelli austenitici e quelli martensitici.

Ovviamente, le prove tecnologiche e le caratteristiche dimensionali e di esecuzione per i tubi speciali sono più impegnative di quelle prescritte per i tubi appartenenti alle altre classi.

f) Tubi zincati

Nei casi in cui si devono evitare processi di ossidazione o corrosione, che inquinerebbero il fluido convogliato (si pensi alle reti di distribuzione dell'acqua potabile), i tubi di acciaio devono essere rivestiti di zinco. La zincatura si ottiene immergendo i tubi in bagni di zinco fuso ed asportando l'eccesso di tale metallo sulle superfici interne ed esterne mediante dispositivi automatici. La UNI 5745-86 precisa le caratteristiche e le modalità di prova della zincatura a caldo dei tubi di acciaio.

La già citata tab. 32.III riporta le principali caratteristiche dei tubi gas della serie media zincati.

32.5. REQUISITI DI ACCETTAZIONE DEI TUBI DI ACCIAIO

Le norme UNI relative ai tubi di acciaio precisano le tolleranze ammissibili – per i vari tipi di tubi – su numerosi parametri; in particolare, per diametro esterno, spessore, massa, forma. Precisano, inoltre, le condizioni tecniche di fornitura, nonché i controlli e le prove che i fabbricanti devono eseguire sui tubi stessi (citiamo, in particolare, le prove idrauliche, di trazione e di schiacciamento); infine, le caratteristiche chimiche e meccaniche dei tubi di acciaio (tab. 32.VII), le condizioni di accettazione e le modalità di esecuzione delle prove.

32.6. TUBI DI GHISA SFEROIDALE

Questi tubi sono costituiti da ghisa sferoidale ottenuta dalla ghisa grigia immettendo una opportuna quantità di magnesio nella fusione: tale aggiunta provoca l'agglomerazione del carbonio, all'atto della solidificazione, in forma di sferoidi (donde il nome di ghisa a grafite sferoidale) anziché sotto forma di lamelle, come avviene nella ghisa grigia classica.

Tabella 32.VII – Caratteristiche meccaniche, a temperatura ambiente (23°±5°C), dei tubi di acciaio, senza saldatura e saldati.

Qualità di acciaio	Prova di trazione (valori minimi)		
	Carico unitario di rottura N/mm²	Carico unitario di snervamento N/mm²	Allungamento %
Fe 320	320	–	15
Fe 330	330	210	22
Fe 360	360	235	25
Fe 410	410	255	22
Fe 510	510	355	20

I tubi di ghisa sferoidale sono ottenuti per centrifugazione (4) e sono normalmente dotati di giunto a bicchiere (fig. 32.2), con guarnizione in elastomero, oppure, per particolari applicazioni, sono disponibili in versione flangiata (v. § 32.8). Successivamente alla centrifugazione si rende necessario un trattamento termico (ricottura) per ottenere una struttura prevalentemente ferritica, tipica della ghisa sferoidale.

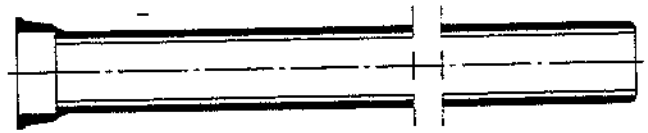


Fig. 32.2 – Tubo di ghisa sferoidale con giunto a bicchiere.

Esiste inoltre una gamma di raccordi e pezzi speciali in entrambe le versioni (a bicchiere e flangiata), nonché, per le tubazioni destinate ad uso fognario, una serie di raccordi di immissione, di ispezione e di collegamento con altri materiali.

Salvo particolari prescrizioni, tutti i tubi ed i raccordi di ghisa sferoidale sono rivestiti all'esterno ed all'interno, in funzione del tipo di utilizzo.

La protezione esterna consiste, in tutti i casi, in un rivestimento di zinco metallico, a cui si sovrappone una vernice sintetica o bituminosa nera per i tubi ad uso acquedottistico o gas, e una vernice epossidica rossa per i tubi ad uso fognario. Anche la protezione interna dei tubi per uso gas può essere effettuata con vernice bituminosa nera. I tubi destinati al convogliamento di acqua potabile o per irrigazione sono rivestiti internamente con malta composta da cemento d'altoforno e sabbia silicea di opportuna granulometria: la malta cementizia viene portata, per mezzo di un apposito canale dosatore, all'interno del tubo posto in rapida rotazione (centrifugazione). Questa modalità di applicazione comporta la migrazione dei componenti a granulometria più elevata verso la parete in ghisa, mentre la frazione più fine viene a trovarsi a contatto con l'effluente: ne derivano un basso coefficiente di scabrezza e perdite di carico contenute. I tubi per uso fognario sono rivestiti internamente con malta di cemento alluminoso, utilizzando una tecnica del tutto analoga a quella descritta. Il cemento di tipo alluminoso assicura una maggiore resistenza all'abrasione ed agli attacchi chimici degli effluenti fognari.

La norma UNI ISO 2531 definisce le principali caratteristiche dei tubi, raccordi e pezzi accessori di ghisa sferoidale per condotte in pressione. La tab. 32.VIII riporta DN, spessore e massa lineica di tubi di ghisa a bicchiere. Si segnalano inoltre le norme UNI EN 545 e 969 che contengono prescrizioni e metodi di prova per tubi, raccordi ed accessori di ghisa sferoidale impiegati per condotte d'acqua e di gas.

I tubi in ghisa sferoidale presentano il vantaggio di una buona resistenza alla corrosione: sono pertanto impiegati preferenzialmente per condotte interrate (fognature, reti idriche e gas). Le modalità e le profondità di posa sono definite in funzione delle carat-

(4) La ghisa viene colata in conchiglie metalliche disposte orizzontalmente e rotanti a velocità elevata: proiettata dalla forza centrifuga contro la parete interna della conchiglia, la ghisa dà luogo a tubi aventi spessore e resistenza prestabiliti. Per il getto dei raccordi e dei pezzi speciali si ricorre a tecniche di getto tradizionali, con forme in sabbia.

teristiche meccaniche e geometriche dei tubi, tenendo conto delle sollecitazioni indotte dai carichi esterni statici e dinamici e dalla pressione interna.

La ghisa sferoidale, oltre ad offrire caratteristiche paragonabili a quelle dell'acciaio ed una buona duttilità, resiste meglio dell'acciaio all'aggressività del terreno, sia per le proprietà intrinseche del materiale, sia per la presenza dei giunti a bicchiere, dotati di una guarnizione in elastometro che agisce da giunto dielettrico contro le correnti vaganti. Nel caso di terreni particolarmente aggressivi, si può impiegare una protezione aggiuntiva, costituita da un manicotto in polietilene da applicare in fase di posa.

Tabella 32.VIII – Caratteristiche dimensionali di tubi in ghisa sferoidale per il convogliamento di fluidi industriali aventi temperature inferiori a 60°C (fig. 32.2).

DN	Spessore mm	Ø esterno mm	Massa lineica kg/m
60	6	77	11,5
80	6	98	15
100	6,1	118	18,5
125	6,2	144	23
150	6,3	170	27,5
200	6,4	222	37
250	6,8	274	48
300	7,2	326	61
400	8,1	429	95,5
500	9	532	131
600	9,9	635	170
700	10,8	738	218
800	11,7	842	269
1000	13,5	1048	378
1200	15,3	1255	506
1400	17,1	1462	694
1600	18,9	1668	868
1800	20,7	1875	1058

32.7. TUBI DI RAME

I tubi di rame presentano elevate conduttività elettrica e termica, una buona resistenza alla corrosione e tenuta ai gas; possono sopportare pressioni di esercizio di alcune decine di bar.

La norma UNI EN 1057 relativa ai tubi di rame senza saldatura per distribuzione fluidi, precisa gli standard qualitativi e fornisce le dimensioni dei tubi in esame, i cui diametri esterni variano da 6 a 267 mm (tab. 32.IX). I tubi di rame sono anche disponibili con sezione quadrata o rettangolare.

Le giunzioni sono realizzate mediante saldatura di testa, giunzione capillare (UNI 8050) o meccanica; i raccordi ed i pezzi speciali possono essere di rame, ottone o bronzo.

I tubi di rame sono utilizzati negli impianti idrotermosanitari, di riscaldamento, di distribuzione combustibili ed a gas.

Tabella 32.IX – Diametri e spessori dei tubi di rame più utilizzati (UNI EN 1057).

Diametro esterno e spessore di parete mm	
6x0,8	18x1
6x1	22x1
8x0,8	22x1,5
8x1	28x1
10x0,8	28x1,5
10x1	35x1,2
12x0,8	35x1,5
12x1	42x1,2
15x0,8	42x1,5
15x1	54x1,2
18x0,8	54x1,5

32.8. TUBI DI MATERIE PLASTICHE

I tubi di materie plastiche (5) hanno avuto una notevole diffusione in campo industriale (per il convogliamento di fluidi liquidi e gassosi) per i seguenti motivi:
- possiedono una buona resistenza alla corrosione da parte degli agenti chimici;
- sono leggeri (con conseguenti risparmi nella posa in opera e nelle strutture di sostegno) e flessibili (dunque in grado di sopportare sollecitazioni trasversali, vibrazioni ed assestamenti);
- hanno ottime proprietà dielettriche.

Grazie a tali caratteristiche, i tubi di plastica hanno trovato applicazione anche per il convogliamento (in pressione e per gravità) delle acque reflue inquinate.

Per contro, i tipi normali (PVC) non sono adatti per pressioni di esercizio superiori a 16 bar e per temperature > 60°C o per frequenti variazioni di temperatura. Infine, subiscono un sensibile invecchiamento (che li rende fragili) se sono sottoposti all'esposizione prolungata della luce solare ed a frequenti sbalzi termici.

Oltre al policloruro di vinile (PVC), altre materie plastiche sono impiegate per la produzione di tubi; in particolare, le seguenti:
- polipropilene (PP);
- polietilene (PE).

Nella tab. 32.X sono riportate le caratteristiche più salienti dei materiali usati per la produzione dei tubi sopra considerati.

Citiamo infine i tubi realizzati con resine termoindurenti rinforzate con fibre di vetro (PRFV).

a) Tubi in policloruro di vinile (PVC)

I tubi, ed i relativi raccordi, in PVC sono ottenuti con mescolanze di policloruro di vinile non plastificato, cui si aggiungono additivi atti a facilitarne la fabbricazione.

Tali tubi – impiegabili per condotte di fluidi in pressione – sono idonei a sopportare in esercizio un carico unitario di sicurezza $\sigma = 10$MPa a 20°C. I campi di impiego sono tre, individuati in base ai fluidi da convogliare:
* tipo 1: fluidi non alimentari;
* tipo 2: liquidi alimentari;
* tipo 3: acqua potabile.

I tipi 2 e 3 devono corrispondere alle prescrizioni igienico-sanitarie del ministero della sanità.

La tab. 32.XI fornisce i diametri, gli spessori e le pressioni di esercizio di tubi lisci in PVC rigido per condotte in pressione.

b) Tubi di polipropilene (PP)

I tubi di polipropilene sono costituiti da materiali termoplastici a base di omopolimeri e/o copolimeri del propilene e sono utilizzati per il convogliamento di fluidi in pressio-

(5) Tra le varie applicazioni dei materiali in plastica meritano un cenno le impermeabilizzazioni anticorrosive di vasche, bacini di contenimento, serbatoi ed altre superfici che necessitino di un trattamento protettivo, siano esse di cemento o di acciaio. I materiali più adottati a tali fini sono il polipropilene ed il polietilene (da scegliere in base alle temperature di esercizio); in alternativa, si ricorre a trattamenti superficiali con resina poliestere od epossidica.

Tabella 32.X – Proprietà delle principali materie plastiche impiegate per la produzione di tubi destinati al trasporto di liquidi (in particolare acqua) alla temperatura di 20°C.

Proprietà	Unità	PVC rigido	Polipropilene	Polietilene bassa/alta densità
Massa volumica	g/cm³	1,4	0,93	0,93/0,96
Carico unitario a snervamento	MPa	48	28÷35	10/24
Modulo di elasticità	GPa	0,3	1÷1,3	0,2/0,9
Conduttività termica	W/m·K	0,15	0,26	0,35/0,55
Coefficiente di dilatazione termica lineare	M/K	60÷80	100÷150	200
Temperatura max di esercizio	°C	60	80*	60

* 100°C per i tubi convoglianti liquidi in pressione

Tabella 32.XI – Diametri esterni, spessori (in funzione della pressione nominale) e pressioni di esercizio di tubi in PVC rigido (non plastificato) per condotte di fluidi in pressione.

Ø esterno (mm)	PN6 s (mm)	PN10 s (mm)	PN16 s (mm)
32	–	1,8	2,4
40	–	1,9	3,0
50	–	2,4	3,7
63	2,0	3,0	4,7
75	2,3	3,6	5,5
90	2,8	4,3	6,6
110	3,4	5,3	8,1
125	3,9	6,0	9,2
140	4,3	6,7	10,3
160	4,9	7,7	11,8
200	6,2	9,6	14,7
250	7,7	11,9	–
315	9,7	15,0	–
Pressioni di esercizio (bar) in funzione della temperatura			
20°C	6,0	10,0	16,0
40°C	4,0	6,0	10,0
60°C	–	1,0	2,5

ne (liquidi, gas, vapori), alimentari (6) o meno, e di acque di scarico civili ed industriali.

Le norme UNI 8318-81 e 8536-83 indicano tipi, dimensioni e requisiti rispettivamente dei tubi per condotte di fluidi in pressione e di scarico interrate.

I tubi di polipropilene vengono individuati in base al diametro esterno, allo spessore e – per i tubi in pressione – alla pressione nominale, i cui valori standard (alla temperatura di 20°C) sono: 2,5-4-6-10-16 bar.

La tab. 32.XII riporta le dimensioni di alcuni tubi di polipropilene per condotte di fluidi in pressione (limitatamente ai valori di PN 6-10-16). Evidenzia, inoltre, che le temperature dei fluidi convogliati nelle tubazioni influenzano sensibilmente le pressioni di esercizio: in ogni caso, la temperatura massima a cui possono essere impiegati i tubi di polipropilene per condotte in pressione è pari a 100°C.

Tabella 32.XII – Diametri esterni, spessori (in funzione della pressione nominale) e pressioni di esercizio di tubi in polipropilene per condotte in pressione.

Ø esterno (mm)	PN6 s (mm)	PN10 s (mm)	PN16 s (mm)
16	–	2,0	2,3
25	2,0	2,3	3,5
40	2,3	3,7	5,6
50	2,9	4,6	6,9
75	4,3	6,9	10,4
110	6,3	10,0	15,2
125	7,1	11,4	17,3
160	9,1	14,6	22,1
200	11,4	18,2	27,6
250	14,2	22,8	34,5
Pressioni di esercizio (bar) in funzione della temperatura			
20°C	6,0	10,0	16,0
40°C	3,6	6,0	9,6
60°C	1,8	3,0	4,8
100°C	0,6	1,0	1,6

c) Tubi di polietilene (PE)

Anche i tubi prodotti con polimeri dell'etilene sono suddivisi in due tipi: il primo riguarda i tubi per condotte di fluidi in pressione costruiti in polietilene ad alta e bassa densità (UNI 7611-76 e 7990-79); il secondo tipo comprende tubi in polietilene ad alta densità per condotte di scarico interrate, destinate al convogliamento di acque civili ed industriali (UNI 7613-76). I tubi suddetti sono individuabili tramite il diametro esterno e lo spessore, nonché – nel caso dei tubi in pressione – la pressione nominale: i valori standard di tale PN (riferiti alla temperatura di 20°C) sono: 2,5-4-6-10-16 bar per i tubi in polietilene ad alta densità; 4-6-10 bar per quelli a bassa densità. La pressione di esercizio si riduce, rispetto alla PN, all'aumentare della temperatura del fluido convogliato, come indicato nella tab. 32.XIII, la quale riporta, in particolare, le

(6) I tubi per il convogliamento di liquidi alimentari e di acqua potabile devono rispondere alle prescrizioni igienico-sanitarie del ministero della sanità.

Tabella 32.XIII – Diametri esterni, spessori (in funzione della pressione nominale) e pressioni di esercizio di tubi in polietilene a bassa ed alta densità per condotte in pressione.

ø esterno (mm)	a bassa densità (1)			ad alta densità (2)		
	PN4 s (mm)	PN6 s (mm)	PN10 s (mm)	PN6 s (mm)	PN10 s (mm)	PN16 s (mm)
16	1,6	1,8	2,7	–	2,0	2,3
25	1,9	2,7	4,2	2,0	2,3	3,5
50	3,7	5,4	8,4	2,9	4,6	6,9
75	5,6	8,7	12,5	4,3	6,9	10,4
110	8,2	11,8	18,4	6,3	10,0	15,2
125	9,3	13,4	20,9	7,1	11,4	17,3
160	11,9	17,2	–	9,1	14,6	22,1
200	14,9	–	–	11,4	18,2	27,6
250	–	–	–	14,2	22,8	34,5
315	–	–	–	17,9	28,7	–
400	–	–	–	22,7	36,4	–
500	–	–	–	28,3	–	–
Pressioni di esercizio (bar) in funzione della temperatura						
20°C	4,0	6,0	10,0	6,0	10,0	16,0
40°C	1,6	2,5	4,0	2,5	4,0	6,0
60°C	0,6	1,0	1,6	1,0	1,6	2,5

(1) UNI 7990: tubi serie PE 25 idonei a sopportare in esercizio un carico unitario di sicurezza σ =25 bar. La stessa tabella riporta anche le dimensioni dei tubi PE 32 il cui σ =32 bar.

(2) UNI 7611: tubi idonei a sopportare in esercizio un carico di sicurezza σ =50 bar.

dimensioni di tubi in polietilene a bassa ed alta densità per condotte in pressione.

Con particolare riferimento ai tubi di polietilene a bassa densità, rileviamo che – per diametri fino a 90 mm – possono essere forniti in rotoli, lunghi alcune decine di metri, con evidenti vantaggi nella movimentazione.

Per convogliare fluidi in pressione caldi si può ricorrere a tubi in polietilene reticolato, in grado di sopportare, in esercizio continuo, temperature fino a 80°C e pressioni di esercizio di 6 o 10 bar (a seconda dello spessore dei tubi): le caratteristiche dei tubi di polietilene reticolato sono esplicitate nella norma UNI 9338-88.

d) Tubi di resine termoindurenti rinforzate con fibre di vetro (PRFV)

I tubi PRFV (Plastici Rinforzati con Fibre di Vetro), denominati anche vetroresina, sono prodotti con diverse tecnologie, a fronte delle quali si ottengono sei classi di tubi (A-B-C-D-E-F). I tubi sono inoltre classificati per tipologie di impiego, quali: convogliamento di liquidi in pressione, liquami e scarichi civili, prodotti chimici. Possono essere installati sopra e sotto terra ed anche sott'acqua.

Le suddette classi si diversificano in base a tipologia, quantità e disposizione delle fibre di vetro, nonché al tipo di resina impiegato: presentano pertanto caratteristiche meccaniche specifiche, da confrontare con le differenti esigenze di impiego.

La tabella UNI 9032-88 precisa i principali requisiti dimensionali e le caratteristiche fisico-meccaniche dei tubi in esame: i diametri arrivano fino a valori di 4000 mm per tutte le classi, mentre la resistenza alla pressione interna (PN) può raggiungere i 40 bar. Con liquidi convogliati a temperature comprese tra 0°C e 40°C, la pressione di esercizio si può assumere pari alla pressione nominale; per temperature non comprese in tale intervallo, la pressione di esercizio ammissibile è precisata dal produttore dei tubi: in ogni caso, la temperatura massima dei liquidi convogliati non dovrebbe superare, a seconda dei tipi, i 60° o gli 80°C.

La tab. 32.XIV riporta alcune caratteristiche di tubi in vetroresina monoparete rinforzati con fibre di vetro, prodotti per avvolgimento su mandrino rotante di fili impregnati di resina (definiti di classe A dalla citata norma UNI).

Tabella 32.XIV – Tubi di PRFV per condotte di fluidi in pressione (classe A).

ø interno (mm)	PN10		PN16		PN20		PN25	
	Spessore (mm)	Massa lineica (kg/m)	Spessore (mm)	Massa lineica (kg/m)	Spessore (mm)	Massa lineica (kg/m)	Spessore (mm)	Massa lineica (kg/m)
100	3,2	1,9	3,6	2,3	4,5	2,8	4,5	2,8
125	3,2	2,5	3,6	2,8	4,5	3,4	4,7	3,6
150	3,6	2,9	3,9	3,8	4,5	4,2	5,2	4,9
200	3,6	4,5	4,6	5,8	5,3	6,2	6,5	7,7
250	3,9	6,2	5,5	8,7	6,4	9,5	7,7	11,4
300	4,5	8,3	6,1	11,6	7,5	13,3	9,0	16,1
400	5,3	13,1	7,7	19,5	9,5	22,4	11,4	27,2
500	6,5	19,6	9,3	29,5	11,5	33,5	14,0	41,3
600	7,2	26,3	10,9	41,4	13,2	47,2	16,6	58,7
800	9,2	44,5	13,9	70,7	17,0	81,6	21,7	101,7
1000	11,3	68,4	16,3	102,5	20,8	124,8	26,8	159,0

32.9. GIUNTI

Il collegamento testa a testa fra i vari tronchi di tubo può essere fatto in vari modi. Ricordiamo i tipi di giunzioni più frequentemente adottati in pratica.

Giunti per saldatura (fig. 32.3)

È il sistema di giunzione più usato per i tubi in acciaio di diametro medio e grande, e fra i più usati per i tubi di piccolo diametro (<DN50). Normalmente la saldatura (ossiacetilenica od elettrica, con materiale di apporto) viene fatta di testa, previa smussatura a V delle estremità dei tubi, in modo da consentire la penetrazione del cordone di saldatura: a titolo di esempio, si citano le condotte per metano.

Fig. 32.3 – Giunzione mediante saldatura (giunto saldato).

Giunti a bicchiere saldati

I giunti a bicchiere prendono il nome dalla forma di una delle due estremità dei

tubi, ottenuta con una deformazione a freddo e atta ad accogliere l'estremità di un altro tubo. Essi consentono di fare a meno della smussatura sulle estremità dei tubi.

I giunti a bicchiere sono sovente adottati per i tubi di acciaio, saldati e senza saldatura, destinati ad essere interrati (è il caso delle condotte per acqua). I tipi più noti sono a *bicchiere cilindrico* (fig. 32.4), adatti per tubi da DN 50 a DN 125, ed a *bicchiere sferico* (fig. 32.5) per tubi di DN 150÷600.

I primi richiedono un allineamento dei tubi abbastanza preciso; i secondi consentono leggere deviazioni dei tubi stessi.

I vari elementi di tubo vengono saldati facendoli ruotare attorno al loro asse oppure mantenendoli fissi. Nel primo caso, i singoli elementi da accoppiare devono essere allineati e sopportati a mezzo di idonei sostegni, in modo che, eseguita la "puntatura", possa essere impresso al tubo un movimento di rotazione, mantenendo l'allineamento primitivo. Nel secondo caso, la saldatura dei giunti d'unione viene eseguita mantenendo fissi i tubi.

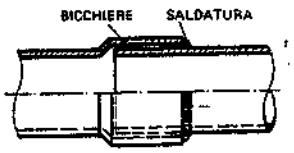


Fig. 32.4 – Giunto a bicchiere cilindrico saldato.

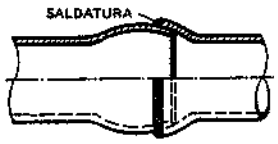


Fig. 32.5 – Giunto a bicchiere sferico saldato.

Giunti a bicchiere non saldati (fig. 32.6)

Si tratta di giunzioni, usate soprattutto per tubi di ghisa e di plastica, che consentono leggeri disassamenti fra i tubi stessi. Nei tubi di ghisa, la tenuta è assicurata da piombo fuso, sovrapposto a corda catramata che impedisce l'ingresso dello stesso dentro la tubazione. Nel caso delle giunzioni fra tubi in PVC si impiegano collanti oppure anelli di gomma.

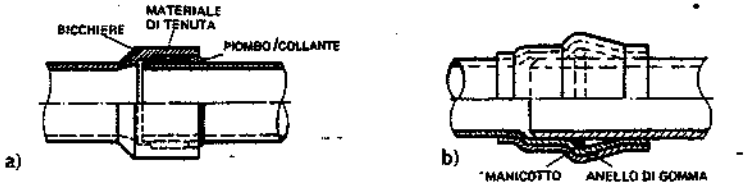


Fig. 32.6 – Giunto a bicchiere non saldato per tubi di ghisa e di plastica.

Giunti a flange (fig. 32.7)

I giunti a flange sono di regola usati:
- per le giunzioni di tubi in acciaio, plastica e ghisa;
- in corrispondenza degli attacchi dei tubi a impianti, macchinari o pompe;
- per il montaggio di saracinesche e valvole su tubi di qualsiasi diametro;
- nei casi in cui si prevede di dovere smontare, in futuro, le tubazioni.

Si hanno flange:
1) *piane* (fig. 32.8), quando i fluidi trasportati hanno basse o medie pressioni;
2) *scorrevoli* (fig. 32.9), per le reti di distribuzione di fluidi caldi a bassa pressione;
3) *cieche* (fig. 32.10), per la chiusura della estremità di una tubazione o dell'imbocco di una valvola ed in tutti i casi in cui si preveda, in futuro, un'estensione della rete ovvero l'alimentazione di nuove utenze;

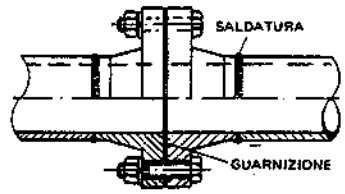


Fig. 32.7 – Giunto a flange.

4) *a collare* (fig. 32.11), per reti convoglianti fluidi a media ed alta pressione. Le flange a collare possono essere di diversi tipi. In particolare, ricordiamo i seguenti:
   - *ad incastro* (fig. 32.12), impiegate per alte pressioni;
   - *a tasca* (fig. 32.13), adatte per medie ed alte pressioni;
   - *ad anello* (fig. 32.14), impiegate per alte pressioni ed alte temperature (impianti petrolchimici e idroelettrici); sono caratterizzate da notevoli spessori e da una scanalatura ricavata sulla faccia di contatto: in tale scanalatura viene allogata una guarnizione costituita da un anello di acciaio dolce (fig. 32.44).

Di solito, le giunzioni flangiate si realizzano:
- nel caso delle flange piane, mediante saldatura fra l'estremità del tubo e la superficie interna della flangia e fra l'esterno del tubo ed il fianco della flangia (fig. 32.15);
- nel caso delle flange a collare, mediante saldatura fra l'estremità del tubo e l'orlo del collare (fig. 32.16) oppure, nel caso delle flange a tasca, infilando il tubo nella flangia fin contro la battuta e saldando lungo il fianco del collare (fig. 32.13);

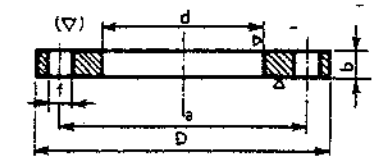


Fig. 32.8 – Flangia metallica circolare piana.

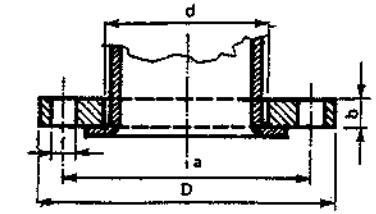


Fig. 32.9 – Flangia scorrevole metallica circolare per tubi con bordo di appoggio.

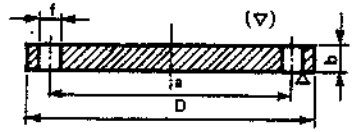


Fig. 32.10 – Flangia metallica circolare cieca.

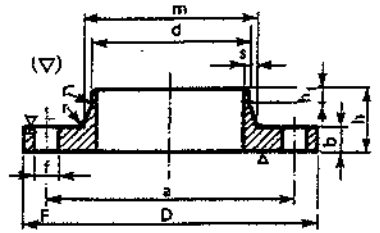


Fig. 32.11 – Flangia a collare per tubazioni da saldare di testa.

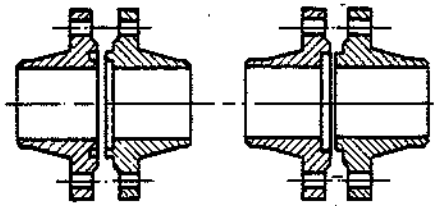


Fig. 32.12 – Flange con incastro.

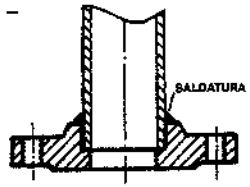


Fig. 32.13 – Flangia a tasca e relativa modalità di giunzione con il tubo.

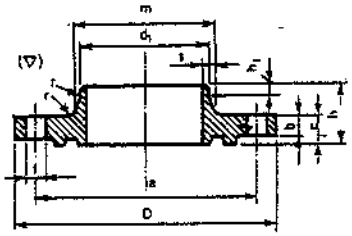


Fig. 32.14 – Flangia metallica ad anello, cioè con scanalatura per guarnizione tipo *ring-joint* (v. fig. 32.44).

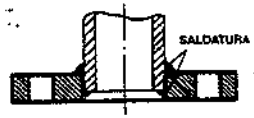


Fig. 32.15 – Modalità di giunzione mediante saldatura fra tubo e flangia piana.

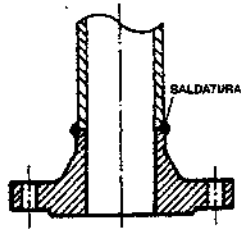


Fig. 32.16 – Modalità di giunzione mediante saldatura fra tubo e flangia a collare.

– se i tubi sono filettati ed hanno diametro inferiore a DN50, la giunzione delle flange piane e a collare si può realizzare avvitando l'estremità del tubo filettata maschio nel foro della flangia filettata femmina (figg. 32.17 e 32.18).

Tutti i tipi di flange vengono poi collegati fra di loro mediante bulloni inseriti dentro fori ricavati su una circonferenza prossima al bordo esterno: il numero dei fori varia di quattro in quattro, a seconda del diametro e della pressione nominali (tab. 32.XV). Al diametro ed alla pressione nominali sono del resto legate le dimensioni delle flange unificate (fig. 32.19).

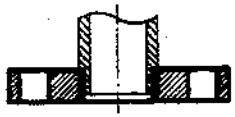


Fig. 32.17 – Attacco fra tubo e flangia piana filettati.

Fig. 32.18 – Attacco fra tubo e flangia a collare filettati.

La tenuta fra le giunzioni flangiate delle tubazioni è ottenuta mediante guarnizioni (v. § 32.13) costituite da materiale flessibile e impermeabile: tali guarnizioni vengono sistemate fra le superfici piane contrapposte delle due flange oppure in apposite sedi.

Le facce di contatto delle flange piane presentano sovente alcuni risalti concentrici (creste), ottenuti per tornitura, che favoriscono il contatto con la guarnizione e quindi migliorano la tenuta.

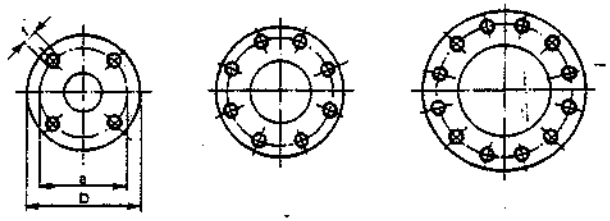


Fig. 32.19 – Esempi di foratura di flange: le tabelle UNI indicano il diametro, il numero dei fori e le altre quote riportate sul disegno in funzione del DN e della PN.

Giunti speciali

Particolari tipi di giunzioni senza saldatura sono i giunti *Gibault* (fig. 32.20), *Express* (fig. 32.21), *Victaulic* (fig. 32.22), *adattabili* (fig. 32.23): tali giunti, tutti smontabili, sono in grado di assorbire leggeri disassamenti fra i tronchi di tubo. In particolare, il giunto adattabile consente di collegare tubi di materiali diversi ed aventi diametri che si differenziano, da un tubo all'altro, fino a 24 mm.

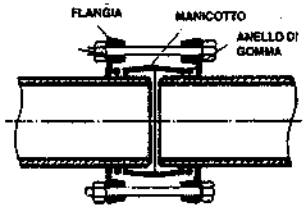


Fig. 32.20 – Giunto Gibault o meccanico con tronco di raccordo.

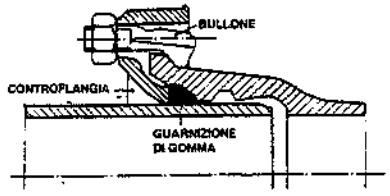


Fig. 32.21 – Giunto Express: la guarnizione è compressa tra i due bicchieri.

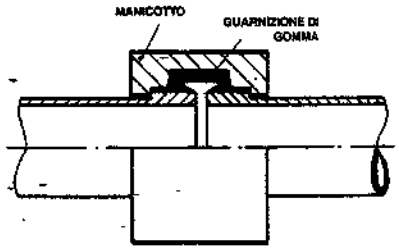


Fig. 32.22 – Giunto Victaulic o meccanico con gusci.

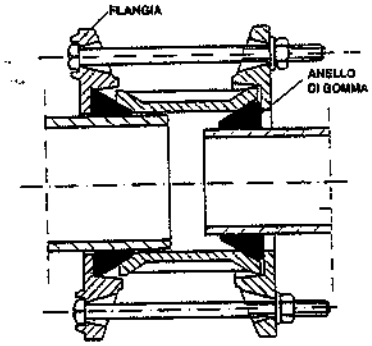


Fig. 32.23 – Giunto adattabile.

Tabella 32.XV – Flange metalliche circolari per tubazioni (UNI 2223-67).

DN	10–15–20–25–32–40–50–65–80–100–125–150–175–200–250–300–350–400–450–500–600–700–800–900–1000–1200–1400–1600–1800–2000										
N. fori	PN 2,5	PN 6	PN 10	PN 16	PN 25	PN 40	PN 64	PN 100	PN 160	PN 250
4	DN ≤ 100 (1)	DN ≤ 100 (1)	DN ≤ 80	DN ≤ 65	DN ≤ 50	DN ≤ 50	DN ≤ 50	DN ≤ 50	DN ≤ 50	DN ≤ 40
8	DN 125÷200	DN 125÷200	DN 100÷200	DN 80÷175	DN 65÷150	DN 65÷150	DN 65÷150	DN 65÷125	DN 65÷125	DN 50÷100
12	DN 250÷350	DN 250÷350	DN 250÷300	DN 200÷300	DN 175÷250	DN 175÷250	DN 175÷250	DN 150÷250	DN 150÷250	DN 125÷200
16	DN 400÷450	DN 400÷450	DN 350÷400	DN 350÷400	DN 300÷400	DN 300÷400	DN 300÷400	DN 300÷400	DN 300	DN 250÷300
20	DN 500÷600	DN 500÷600	DN 450÷600	DN 450÷600	DN 450÷600	DN 500÷600	DN 500÷600	DN 500÷600	–	–
24	DN 700÷900	DN 700÷900	DN 700÷800	DN 700÷800	DN 700÷800	DN 700÷800	DN 700÷800	DN 700	–	–
28	DN 1000	DN 1000	DN 900÷1000	DN 900÷1000	DN 900÷1000	DN 900÷1000	DN 900÷1000	–	–	–
32	DN 1200	DN 1200	DN 1200	DN 1200	DN 1200	DN 1200	DN 1200	–	–	–
36	DN 1400	DN 1400	DN 1400	DN 1400	DN 1400	DN 1400	–	–	–	–
40	DN 1600	DN 1600	DN 1600	DN 1600	DN 1600	DN 1600	–	–	–	–
44	DN 1800	DN 1800	DN 1800	DN 1800	DN 1800	–	–	–	–	–
48	DN 2000	DN 2000	DN 2000	DN 2000	DN 2000	–	–	–	–	–

(1) Le flange DN 100, PN 2,5 e PN 6 per tubazioni convoglianti olio, devono avere 8 fori.

La scelta del tipo di giunzione dipende dal materiale costituente le tubazioni, come risulta dalla tab. 32.XVI, la quale prende in considerazione tutti i tipi di giunzione citati in questo paragrafo.

Tabella 32.XVI – Giunti più adatti per i vari tipi di tubo.

Tipo di giunzione	Materiale costituente il tubo			
	Acciaio	Acciaio inox	Ghisa	Plastica
Saldatura di testa	*	*		
Giunto a bicchiere cilindrico saldato	*			* (1)
Giunto a bicchiere sferico saldato	*			
Giunto a manicotto a tasca saldato	*	*		* (1)
Giunto a flange	*	*	*	*
Giunto a bocchettone filettato	*	*		* (2)
Giunto a manicotto filettato	*	*		*
Giunto a bicchiere non saldato			*	
Giunto Gibault	*		*	
Giunto Express			*	
Giunto Victaulic	*			
Giunto adattabile	*		*	*

(1) Saldatura effettuata mediante collante con interposizione di anello di gomma.
(2) Per diametri fino a 60 mm si impiegano anche bocchettoni con anello di serraggio.

Giunti a manicotto (figg. 32.24 e 32.25)

Sono usati per tubi di acciaio e di plastica di piccolo diametro. Il manicotto (di solito con risalto di riscontro o "tasca") è filettato internamente oppure è liscio: nel primo caso, i tubi devono avere le estremità filettate; nel secondo, il manicotto viene fissato ai tubi mediante saldatura. La filettatura è di solito femmina, salvo per i tipi utilizzati anche come riduzioni che hanno imbocchi filettati maschio-femmina. I giunti a manicotto per tubi di plastica sono lisci e vengono incollati lungo le superfici di contatto.

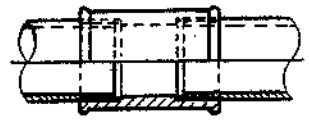


Fig. 32.24 – Giunto a manicotto filettato.

Giunti a bocchettone –

Giunzioni tipiche per tubi di acciaio e di plastica fino a 100 mm di diametro, i giunti a bocchettone sono costituiti da tre pezzi filettati, due dei quali avvitati alle estremità dei tubi, mentre il terzo tiene uniti i primi. Le filettature dei due pezzi che si avvitano sugli imbocchi dei tubi,

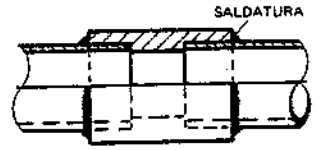


Fig. 32.25 – Giunto a tasca da saldare.

sono di solito femmina, ma possono anche essere maschio-femmina. Per favorire la tenuta, si adottano generalmente filettature femmina cilindrica e maschio conica.

Per le tubazioni di acciaio, i bocchettoni sono generalmente di ghisa malleabile, nelle due versioni: *a sede conica* (fig. 32.26), con tenuta assicurata dal contatto fra una superficie sferica e una superficie conica (quindi tra metallo e metallo), ed *a sede piana* (fig. 32.27), con interposizione di anello di guarnizione. Nel caso dei tubi di acciaio inossidabile, i bocchettoni sono del medesimo materiale costituente il tubo.

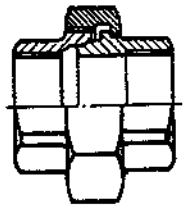


Fig. 32.26 – Giunto a bocchettone con sede conica.

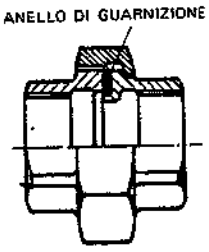


Fig. 32.27 – Giunto a bocchettone con sede piana e guarnizione.

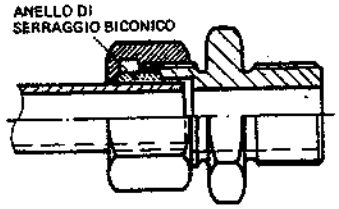


Fig. 32.28 – Giunto a bocchettone con anello di serraggio.

Per le tubazioni di diametro non superiore a 15 mm, aventi estremità lisce, viene sovente impiegato un tipo di bocchettone con *anello di serraggio* (fig. 32.28), la cui tenuta è appunto affidata ad un anello, generalmente biconico: tale bocchettone è particolarmente adatto per tubi di ottone e di rame, impiegati, ad esempio, per montare sulle condotte, apparecchi di misura e di controllo.

Per le tubazioni di plastica sono impiegati bocchettoni *a sede piana*, di materiale plastico oppure con *anello di serraggio* di ottone per tubazioni di diametro fino a 100 mm.

Nelle connessioni di tubi filettati costituenti reti di distribuzione dell'acqua, allo scopo di realizzare buoni collegamenti e tenute, le superfici filettate in presa vengono spalmate con una miscela costituita da una parte di minio di piombo e da due parti di olio di lino cotto.

Nei casi in cui il solo impiego della miscela di minio e olio di lino non è sufficiente a garantire la perfetta tenuta dell'unione filettata, si impiega treccia di canapa, imbevuta nella miscela suddetta ed accuratamente avvolta lungo tutta la superficie filettata che entrerà in presa con la parte corrispondente.

Altra miscela di frequente impiego è quella formata con manganesite ed olio di lino cotto, all'incirca nelle stesse proporzioni della miscela minio–olio di lino cotto.

Molto pratico è, infine, l'impiego di nastri di teflon (7) avvolti sopra le parti filettate.

Per tubazioni destinate a mantenere per lunghi periodi di tempo dei vuoti spinti, è consigliato l'impiego di una miscela costituita da cera di api e trementina.

(7) Il teflon è una resina al polifluoroetilene che ha particolari proprietà di resistenza al calore, alla corrosione ed alle alte pressioni.

Nel caso particolare di tubazioni filettate e destinate a trasportare solventi o carburanti e di tubazioni filettate sottoposte ad elevate temperature, si adotta una miscela metallizzante a base colloidale, formata da due parti circa di litargirio e una di glicerina, in modo da ottenere una consistenza di olio denso; l'eventuale impiego di treccia di canapa è ammesso, come già detto, nei soli casi in cui il semplice impiego della miscela sia insufficiente a garantire la tenuta.

Per tubazioni filettate destinate a trasportare ossigeno, non si devono impiegare oli combustibili, prodotti organici o sostanze grasse. In pratica, la miscela di tenuta è costituita da un lubrificante neutro oppure da teflon o ancora – per pressioni fino a 30 bar – da un composto di acqua e grafite.

Giunti rapidi (fig. 32.29)

Questi giunti sono formati da due semianelli in ghisa sferoidale, con sede per una guarnizione in gomma, tenuti insieme da due bulloni zincati; ovviamente, i tubi devono essere dotati, alle estremità, di scanalatura o di anello di tenuta.

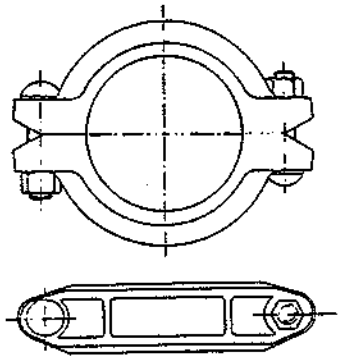


Fig. 32.29 – Giunto rapido.

32.10. RACCORDI

Si elencano di seguito i più noti tipi di raccordi unificati:

- *gomiti*, a 90° (fig. 32.30.a) e a 45°: possono essere con entrambi gli imbocchi lisci oppure filettati maschio oppure femmina o ancora uno maschio e uno femmina;
- *curve*, a 90° (fig. 32.30.b) e a 45°: possono essere con gli imbocchi smussati (a saldare di testa) oppure con entrambi gli imbocchi filettati maschio oppure femmina o ancora uno maschio e uno femmina (8);
- *curve doppie* (a 180°) con imbocchi smussati o con filettatura femmina (8);
- *gomiti e curve con bocchettone*: sono disponibili gomiti e curve che terminano ad una estremità con un bocchettone (fig. 32.31): filettature maschio o femmina;
- *ti* (fig. 32.32), con derivazione dello stesso diametro o di diametro diverso: gli imbocchi possono essere smussati oppure filettati indifferentemente maschio o femmina; si usano ancora per diametri inferiori a 100 mm; per diametri superiori si ricorre alla saldatura diretta dei tubi;
- *ti curvi*, a una (fig. 32.33) o a due curve: gli imbocchi sono di solito filettati femmina; sono sempre meno disponibili sul mercato;
- *croci* (fig. 32.34), con due imbocchi eventualmente di diametro ridotto; la filettatura è sempre femmina; sono ormai poco usati;
- *riduzioni e nippli* (figg. 32.35 e 32.36): si tratta di raccordi che servono per unire due tubi di diametro diverso o aventi diversa filettatura (9);

(8) Le curve si distinguono per l'angolo che formano, il materiale che le costituisce, il diametro, lo spessore ed il raggio di curvatura. Si hanno curve a raggio stretto (1 volta il diametro), a raggio medio (1,5 volte il diametro) ed a raggio lungo (2,5 volte il diametro).

(9) I parametri caratteristici delle riduzioni sono il materiale costituente, il diametro, lo spessore e il tipo di estremità (filettate o smussate). I metodi di fabbricazione sono la trafilatura, la forgiatura o la fusione.

- *calotte e tappi* (figg. 32.37 e 32.38): servono per chiudere l'estremità filettata di un tubo (calotta con filettatura femmina) o di un raccordo (tappo con filettatura maschio);
- *distribuzioni* (figg. 32.39 e 32.40): sono raccordi che servono per unire tre, quattro o cinque tubi convergenti; la filettatura è sempre femmina.

La raccorderia con imbocchi lisci è di solito in acciaio trafilato a caldo oppure è ottenuta saldando elementi stampati. Quella con imbocchi filettati è in ghisa malleabile, in materie plastiche o in ottone, salvo per i manicotti che possono anche essere di acciaio. Per particolari applicazioni si ricorre a raccorderia in acciaio inossidabile.

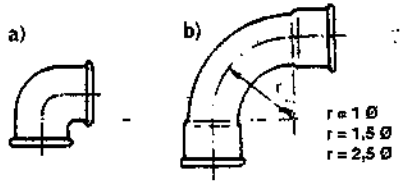


Fig. 32.30 – a) gomito a 90°; b) curva a 90°.

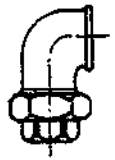


Fig. 32.31 – Gomito con bocchettone.

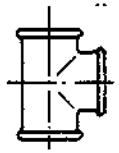


Fig. 32.32 – Ti a 90°.

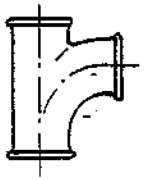


Fig. 32.33 – Ti a una curva.

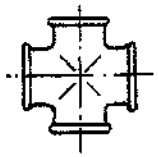


Fig. 32.34 – Croce.

Fig. 32.35 – Riduzione.

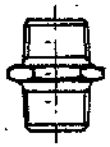


Fig. 32.36 – Nipplo.

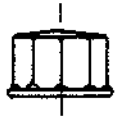


Fig. 32.37 – Calotta.

Fig. 32.38 – Tappo.

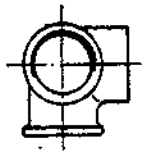


Fig. 32.39 – Distribuzione a gomito (3 tubi convergenti).

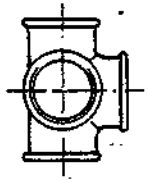


Fig. 32.40 – Distribuzione a croce (5 tubi convergenti).

32.11. GUARNIZIONI

Come già accennato, per assicurare la tenuta fra due flange, si impiegano *guarnizioni*, costituite da materiali scelti in base alle caratteristiche del fluido che percorre le tubazioni, nonché alla temperatura ed alla pressione dello stesso fluido.

Le guarnizioni più usate sono le seguenti:

a) *Piane non metalliche* (di solito sono a base di fibre aramidiche o ceramiche e gomma sintetica oppure grafite), adatte per temperature non elevate, medie pressioni e fluidi quali acqua, aria, gas, vapore (fig. 32.41). In pratica, si impiega tale tipo di guarnizione se

$$p \cdot t < 5000$$

dove:
p = pressione del fluido (bar);
t = temperatura del fluido (°C).

Se il prodotto $p \cdot t > 5000$, si ricorre alle guarnizioni metalliche

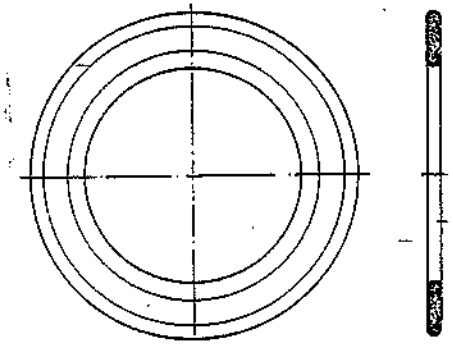


Fig. 32.41 – Guarnizione piana.

b) *Piane metalliche* (ferro dolce, rame, piombo, alluminio), adatte per fluidi corrosivi (acidi, ammoniaca, basi), medie temperature e pressioni.

c) *Ondulate, metalliche o metalloplastiche* (fig. 32.42): costituite da un lamierino ondulato, eventualmente rivestito di un composto autoadesivo a base di fibre aramidiche e gomme o di grafite lameliare, sono adatte per basse pressioni. Per medie ed alte pressioni sono utilizzate guarnizioni spirometalliche (fig. 32.42.c) costituite da lamierini metallici sagomati a "V" fra i quali è interposto uno strato di materiale plastico (generalmente grafite).

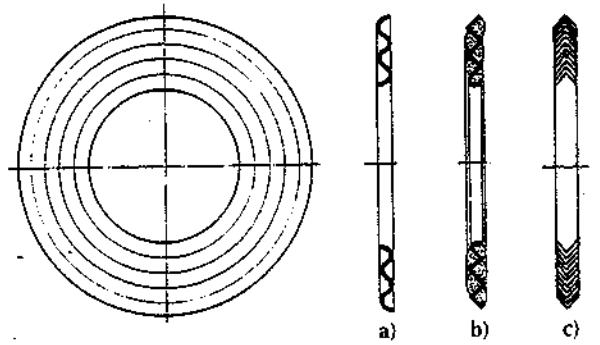


Fig. 32.42 – Guarnizione ondulata: a) metallica; b) metalloplastica; c) spirometallica.

d) *Metalloplastiche incamiciate o a busta* (fig. 32.43), consistenti in una lamina (liscia od ondulata) racchiudente, in tutto o in parte, un'anima in fibre o grafite. Sono adatte per applicazioni in cui la temperatura sia inferiore a quella ammissibile per l'anima in fibre o grafite (400°÷600°C).

e) *Ad anello* (fig. 32.44), a sezione ovale od ottagonale, costituite da ferro dolce od acciaio (anche inossidabile), scelto in modo che la durezza sia minore di quella delle flange (al fine di non alterare la scanalatura di queste ultime). Sono adatte per alte temperature e pressioni.

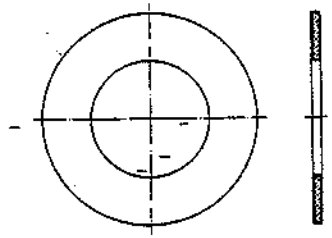


Fig. 32.43 – Guarnizione metalloplastica incamiciata o a busta.

La tenuta di una guarnizione dipende anche dal profilo delle facce contrapposte delle flange: profilo, spaziatura delle creste e profondità dei solchi hanno un'influenza importante sull'area di contatto e sulla tenuta, quindi sulla pressione di serraggio.

Al momento dell'installazione della guarnizione, le facce delle flange, piane o no, devono essere parallele e ben pulite. Dopo un primo serraggio manuale dei bulloni, si completa il serraggio con chiave dinamometrica, agendo in sequenza sui bulloni opposti (cioè disposti a 180°).

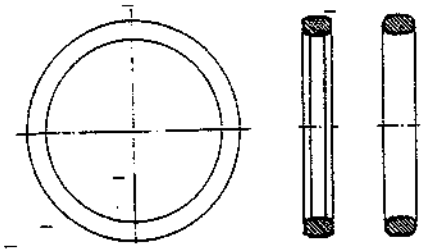


Fig. 32.44 – Guarnizione ad anello *ring-joint* impiegata per le giunzioni flangiate del tipo di fig. 32.14.

32.12. ORGANI DI INTERCETTAZIONE E DI REGOLAZIONE

Per consentire la regolazione o l'interruzione del flusso dei fluidi nelle tubazioni, si installano, in posizione opportuna, appositi organi di manovra, genericamente denominati *valvole*. Tali organi sono realizzati in forme le più svariate, ogni costruttore adottando modelli propri. Il principio di funzionamento è però molto simile per i vari modelli di una stessa famiglia di valvole.

In generale, un organo di intercettazione è costituito dalle seguenti parti (figg. 32.45 e 32.46):

- un corpo o carcassa;
- un coperchio o cappello (per le saracinesche) oppure un cavalletto (per le valvole);
- una sede di tenuta costituita da anelli intercambiabili;
- un otturatore con relativi albero e guarnizione (baderna);
- un dispositivo di manovra (volantino).

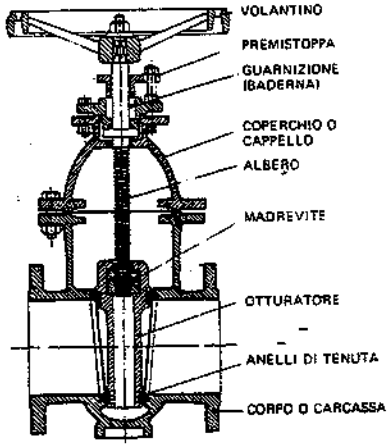


Fig. 32.45 – Saracinesca.

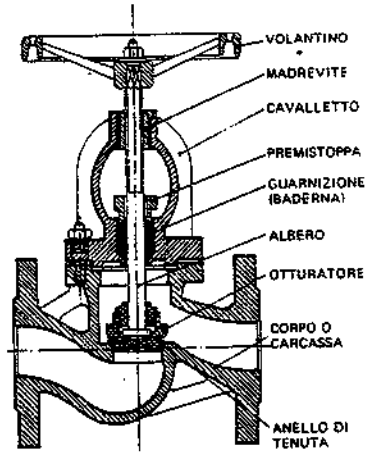


Fig. 32.46 – Valvola (a flusso avviato).

Il *corpo*, diverso per ogni tipo di valvola, è soprattutto caratterizzato dal materiale di cui è costituito. Si costruiscono corpi in bronzo e ottone, ghisa, acciaio, materie plastiche.

Bronzo e ottone sono adatti per valvole di piccole dimensioni (diametri fino a 100 mm come massimo) destinate a regolare il flusso di fluidi aventi temperature e pressioni relativamente basse (inferiori a 200°C ed a 25 bar rispettivamente).

Per diametri superiori a 100 mm e per fluidi quali acqua, oli e gas a temperature inferiori a 200°C e per pressioni inferiori a 16 bar, si ricorre sovente a valvole con corpo in ghisa. Queste, però, sono sconsigliabili allorquando devono essere installate all'aperto, in climi freddi (cioè con temperature inferiori a 0°C) e dove siano soggette a urti, colpi d'ariete o vibrazioni.

Quando le valvole in ghisa sono sconsigliabili, si ricorre a corpi in acciaio (al carbonio, legato o inossidabile), fuso e successivamente sottoposto a trattamento termico e sabbiatura con graniglia metallica.

Anche il *coperchio* ed il *cavalletto*, destinati a sopportare le parti mobili dell'organo di intercettazione, possono assumere le forme più svariate. Si hanno coperchi o cavalletti:

- filettati (allorquando il diametro non supera i 100 mm e per basse pressioni e temperature);
- elettrosaldati (per flussi tossici o corrosivi);
- flangiati (per alte pressioni e alte temperature).

Nel caso di coperchi flangiati, la tenuta fra corpo e coperchio (o cavalletto) è assicurata da una *guarnizione*, in fibra o in teflon.

L'*otturatore* viene scelto in base alle caratteristiche chimico-fisiche del fluido ed alle condizioni di esercizio: sovente, si ricorre agli acciai al cromo o martensitici oppure a bronzo e ottone (per valvole in ghisa) o ancora a leghe di nichel e rame (per valvole montate su tubazioni per vapore, acqua di mare e fluidi corrosivi). Come si vedrà in seguito, si hanno otturatori a cuneo, a disco, a cono, a spillo, a sfera, a battente.

L'otturatore si chiude su una *sede* o *anello di tenuta*, ricavato nel corpo della valvola: al fine di evitare il grippaggio, tale sede dovrebbe avere durezza inferiore di circa 50 Brinell rispetto a quella dell'otturatore; inoltre, le superfici a contatto devono essere molto lisce. Sempre al fine di evitare le perdite attorno alle sedi (almeno nel caso in cui si verifichino riscaldamenti e raffreddamenti ripetuti), si consiglia l'impiego, per la sede stessa e per il corpo della valvola, di materiali aventi coefficienti di dilatazione simili.

La manovra dell'otturatore è eseguita mediante un *volantino* che comanda l'*albero* o *stelo*. L'apertura e la chiusura delle valvole sono ottenute in uno dei due modi seguenti:

- lo stelo, filettato, scorre su una boccola con madrevite fissa al cappello;
- lo stelo ruota "in folle" nell'apposita sede del cappello e l'otturatore si avvita lungo lo stelo stesso.

La tenuta fra l'albero ed il cappello è assicurata da un premistoppa con *baderna* costituita da treccia di filato aramidico e teflon.

È infine importante stabilire il tipo di connessione fra le valvole ed i tubi su cui le stesse devono essere montate (da esso dipende infatti la possibilità di smontare rapidamente le valvole stesse). Si hanno pertanto valvole con estremità flangiate, filettate (solo per diametri non superiori a 100 mm) ed a saldare.

Gli organi di intercettazione possono essere suddivisi in tre categorie principali:

- saracinesche;
- valvole;
- rubinetti.

Saracinesche

Nelle saracinesche (figg. 32.47 e 32.48) l'organo di intercettazione costituito da un otturatore a facce parallele o a cuneo) compie un moto perpendicolare all'asse del tubo su cui le stesse sono montate ed alla direzione del fluido. L'otturatore, mosso dallo stelo, può scorrere sulle guide del corpo fino a quando viene a contatto con le apposite sedi.

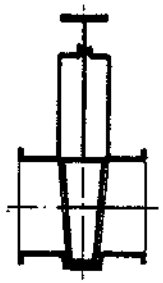


Fig. 32.47 – Saracinesca con otturatore a cuneo.

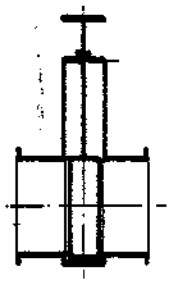


Fig. 32.48 – Saracinesca con otturatore a facce parallele.

Le saracinesche sono soprattutto adatte nel caso di portate rilevanti e per intercettare il flusso dei fluidi con manovre del tipo "tutto aperto" o "tutto chiuso"; sono meno adatte per regolazioni intermedie, soprattutto per l'azione erosiva che il fluido può esercitare sulla parte dell'otturatore che lo intercetta.

Poiché la direzione del flusso non viene variata, le saracinesche, quando l'otturatore è aperto, non danno luogo a perdite di rilievo.

Per il principio che regola il loro funzionamento, le saracinesche hanno ingombro ridotto secondo l'asse del tubo, mentre l'ingombro in altezza è notevole, dovendo contenere l'otturatore quando quest'ultimo è aperto.

Per pressioni dell'acqua inferiori a 4 bar, per diametri fino a DN 300, all'interno degli stabilimenti e per impieghi non continuativi, si possono usare saracinesche in ghisa a corpo piatto, mentre per pressioni o diametri superiori, all'aperto o dove le manovre sono frequenti, conviene ricorrere a saracinesche in ghisa a corpo ovale o meglio ancora in acciaio a corpo cilindrico (10).

Per grandi diametri o elevate pressioni del fluido, si prevedono appositi meccanismi di manovra dell'otturatore: ciò in quanto l'attrito radente di quest'ultimo sulle sedi e, specie in fase di apertura, la spinta del fluido sull'otturatore rendono difficoltose le manovre.

Valvole

Le valvole sono essenzialmente impiegate per regolare la portata dei fluidi nelle reti di distribuzione, il che viene ottenuto modificando le perdite di carico in rete.

Nelle valvole l'asse dell'otturatore coincide con l'asse della sede di tenuta. La chiusura è assicurata dal contatto fra l'otturatore e la sede a forma circolare.

La fig. 32.49 fornisce lo schema di una *valvola a flusso avviato*: il flusso del fluido passando attraverso tali valvole subisce due successive deviazioni di 90°. Ne conseguono perdite di carico sensibili anche a otturatore tutto aperto.

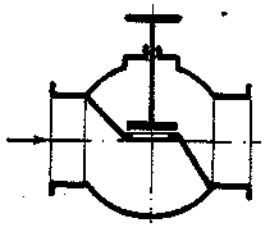


Fig. 32.49 – Valvola a flusso avviato.

(10) Le saracinesche a corpo piatto hanno dimensioni ridotte, specialmente in lunghezza (distanza tra le facce delle flange) e quindi non sopportano pressioni elevate. Quelle a corpo ovale o cilindrico hanno dimensioni maggiori e proporzionate alle pressioni di esercizio per le quali sono impiegate.

Per contro, le manovre di apertura risultano facilitate dal fatto che l'otturatore si muove nello stesso senso del flusso. Inoltre, la notevole resistenza al moto del fluido, le rende più adatte delle saracinesche per la regolazione della portata.

Per assicurare il passaggio dell'intera portata di fluido attraverso la valvola, occorre che risulti (fig. 32.50):

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} = \pi \cdot d \cdot h$$

per cui la corsa dell'otturatore h deve essere pari a d/4.

La perdita di carico nelle valvole è misurata dalla

$$h' = j \cdot \gamma \cdot \frac{v^2}{2g} \qquad (32.4)$$

valida a condizione che la h' non determini sensibili variazioni di γ (11).

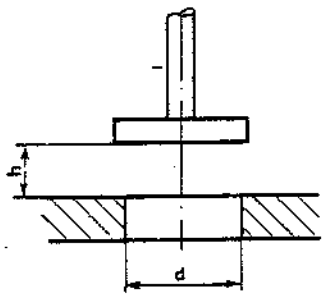


Fig. 32.50 – Schema otturatore e sede relativa.

Un tipo di valvola caratterizzato da perdite di carico minori e denominato *valvola a flusso libero* è quello schematizzato in fig. 32.51: come si può rilevare, la variazione di direzione imposta al fluido è molto minore.

Alle valvole a flusso avviato appartiene il tipo cosiddetto *a galleggiante* (fig. 32.52), il cui otturatore è azionato, tramite una leva, da un galleggiante che ne comanda la chiusura quando il livello del fluido contenuto in un recipiente, vasca o serbatoio raggiunge un'altezza prestabilita.

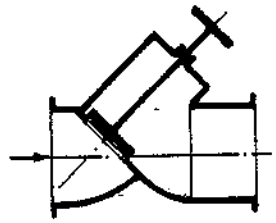


Fig. 32.51 – Valvola a flusso libero.

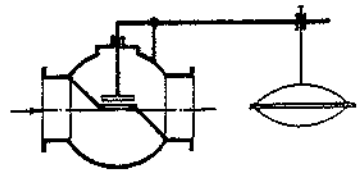


Fig. 32.52 – Valvola automatica a galleggiante.

Accenniamo ancora alle *valvole a spillo* caratterizzate da un otturatore più appuntito ad una estremità rispetto a quello delle normali valvole a flusso avviato: si impiegano per piccoli diametri e per piccole portate e quando è richiesta una regolazione precisa del flusso.

(11) Nella (32.4), j = fattore di perdita di carico (adimensionale); γ = peso specifico del fluido; v = velocità dello stesso (in unità omogenee).

Ricordiamo anche le *valvole di sicurezza*, previste per interventi automatici di emergenza allorquando la pressione del fluido contenuto in una tubazione o in un recipiente supera un determinato valore. Si hanno valvole di sicurezza:

- *a peso diretto* (fig. 32.53), cioè aventi un peso applicato direttamente sullo stelo dell'otturatore;
- *a leva con contrappeso* (fig. 32.54), nelle quali, spostando il peso, si ottiene la regolazione della pressione di esercizio;
- *a molla* (fig. 32.55), con taratura della molla stessa mediante compressione;
- *a membrana* (fig. 32.56), per reti di gas a bassa pressione, quali acetilene e metano.

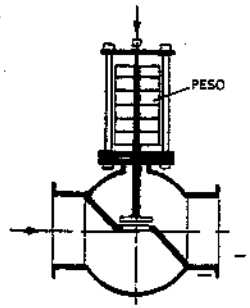


Fig. 32.53 – Valvola di sicurezza a peso diretto.

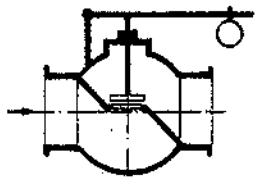


Fig. 32.54 – Valvola di sicurezza a leva con contrappeso.

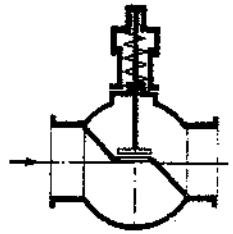


Fig. 32.55 – Valvola di sicurezza a molla.

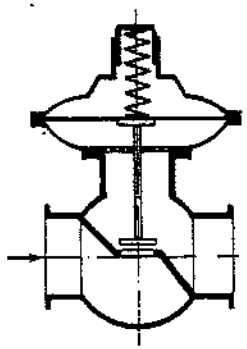


Fig. 32.56 – Valvola di sicurezza a membrana per gas.

Fra le valvole a flusso avviato, si possono ancora includere le cosiddette *valvole a diaframma* (fig. 32.57), nelle quali l'otturatore è costituito da un diaframma (a base di gomma o materie plastiche) che si chiude sotto la pressione dello stelo: sono adatte per fluidi anche corrosivi o tossici, purché compatibili con il materiale di cui è costituito il diaframma.

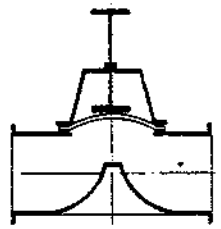


Fig. 32.57 – Valvola a diaframma.

In molte reti per la distribuzione di fluidi negli stabilimenti industriali, si rende necessario regolare con continuità la portata o la pressione di esercizio.

A tale fine, si ricorre alle cosiddette *valvole regolatrici di portata e/o di pressione*, fra le quali ricordiamo le seguenti:

- *valvola regolatrice di pressione a contrappeso* (fig. 32.58): all'otturatore è applicata la forza F generata da una leva su cui può scorrere un peso P (di modo che l'entità della forza F risulta variabile entro un certo intervallo); quando la pressione in rete supera il valore prestabilito, il fluido esercita sull'otturatore una forza superiore (e contraria) a F, provocandone l'apertura: parte del fluido si scarica dalla rete nell'atmosfera (se si tratta di gas); in un condotto di recupero o in una vasca di raccolta o in una fognatura (se si tratta di un liquido);

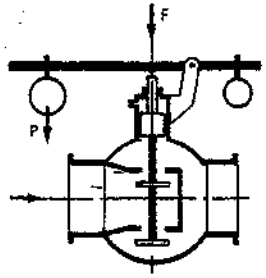


Fig. 32.58 – Valvola regolatrice di pressione a contrappeso.

- *valvola regolatrice di pressione a molla* (fig. 32.59): la forza F, anziché a mezzo di una leva con contrappeso, viene applicata all'otturatore da una molla;
- *valvola regolatrice di pressione servocomandata* (fig. 32.60): la regolazione della pressione è assicurata, a valle della valvola, mediante una derivazione dal condotto principale; è così possibile comandare la regolazione dell'otturatore attraverso opportuni dispositivi, fra i quali la figura citata illustra il tipo a membrana con molla di comando;
- *valvola regolatrice di portata servocomandata* (fig. 32.61): una flangia venturimetrica installata a valle della valvola (e a debita distanza dalla stessa), comanda l'apertura e la chiusura dell'otturatore, lasciando passare la portata di fluido prestabilita.

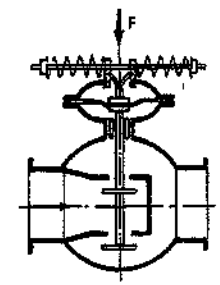


Fig. 32.59 – Valvola regolatrice di pressione a molla.

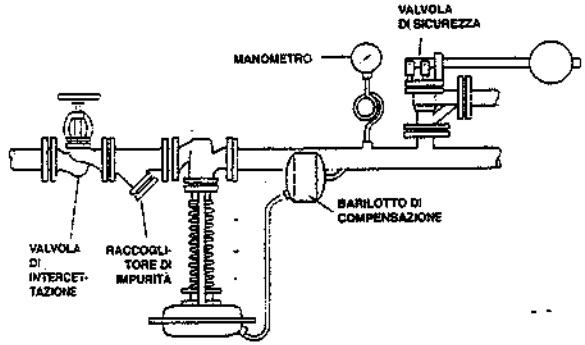


Fig. 32.60 – Valvola regolatrice di pressione servocomandata.

Gli ultimi due tipi di valvole hanno in genere doppio otturatore, così da facilitare le operazioni di apertura. Il comando dell'otturatore è asservito ad uno strumento di misura (della pressione o della portata) che, al variare della variabile controllata, agisce sull'interruttore della valvola attraverso una fonte esterna di energia costituita da aria compressa, energia elettrica od olio in pressione. Si hanno regolazioni "a tutto o niente" (l'otturatore può assumere solo due posizioni: tutto aperto o completamente chiuso) oppure "modulanti" (l'otturatore si ferma anche in posizioni intermedie fra le due posizioni estreme).

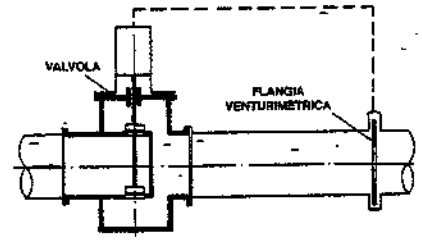


Fig. 32.61 – Valvola regolatrice di portata servocomandata.

Rubinetti

Si tratta di organi di intercettazione adatti per regolazioni del flusso, del tipo "tutto chiuso" o "tutto aperto".

Le figg. 32.62, 32.63 e 32.64 riportano lo schema dei cosiddetti *rubinetti a maschio*: questi possono essere a due, tre o quattro vie. L'organo di chiusura ha forma tronco-conica, con un foro a sezione circolare attraverso il quale, in posizione di apertura, passa il fluido. La chiusura del passaggio è ottenuta con la semplice rotazione di 90° della leva di manovra.

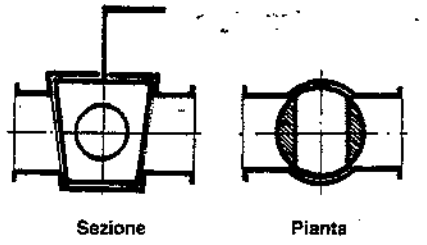


Fig. 32.62 – Rubinetto a maschio a due vie.

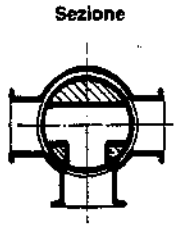


Fig. 32.63 – Rubinetto a maschio a 3 vie.

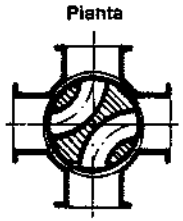


Fig. 32.64 – Rubinetto a maschio a 4 vie.

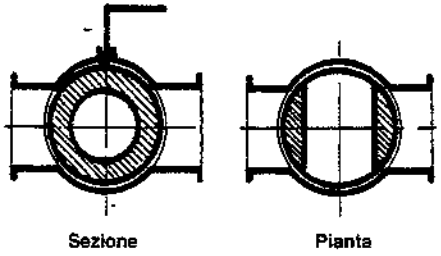


Fig. 32.65 – Rubinetto o valvola a sfera.

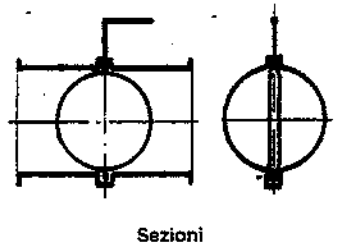


Fig. 32.66 – Rubinetto o valvola a farfalla.

I tipi a tre e quattro vie consentono deviazioni multiple del fluido convogliato, fra diversi tubi convergenti.

Sovente si ricorre alle *valvole a sfera*, che altro non sono che rubinetti il cui otturatore presenta forma sferica (fig. 32.65): anche tali valvole sono adatte per intercettazioni del tipo "apri-chiudi" e sono assai diffuse.

Sempre alla categoria dei rubinetti appartengono le *valvole a farfalla* (fig. 32.66): anch'esse infatti hanno l'organo di comando rotante di soli 90°; si differenziano dagli altri rubinetti per quanto riguarda l'otturatore, avente la forma di un disco. Consentono la regolazione del flusso che le attraversa.

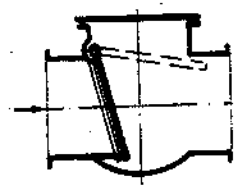


Fig. 32.67 – Valvola di ritegno a *clapet*.

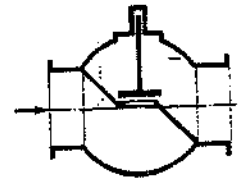


Fig. 32.68 – Valvola di ritegno orizzontale a flusso avviato.

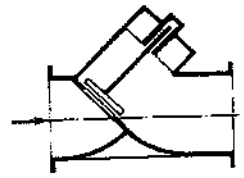


Fig. 32.69 – Valvola di ritegno a flusso libero.

Valvole di ritegno

Un tipo particolare di valvola è quello noto come *valvola di ritegno* o *di non ritorno*: consente il flusso del fluido in un solo senso e lo impedisce, richiudendosi, nel senso opposto.

I tipi principali sono:
- a *clapet* o a battente (fig. 32.67);
- a flusso avviato (fig. 32.68);
- a flusso libero (fig. 32.69);
- per tubazioni verticali (fig. 32.70);
- a disco (fig. 32.71).

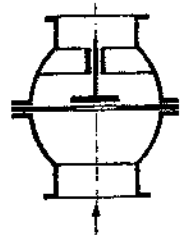


Fig. 32.70 – Valvola di ritegno verticale.

Le valvole di ritegno dette a clapet, certamente le più usate, sono adatte ad essere installate su tubazioni orizzontali, verticali od oblique: quando il fluido si muove nel senso consentito, il battente è mantenuto aperto dal fluido stesso; quando invece si registra un flusso di senso contrario, il battente si richiude sotto l'effetto del peso proprio e dello stesso fluido.

Le valvole di ritegno a flusso avviato e a flusso libero, non si discostano concettualmente dalle valvole contrassegnate con la stessa denominazione (fig. 32.49 e 32.51): possono essere indifferentemente montate su tubazioni orizzontali o verticali.

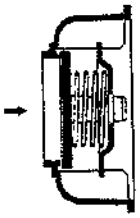


Fig. 32.71 – Valvola di ritegno a disco.

Invece, le valvole di ritegno del tipo schematizzato in fig. 32.70 sono adatte ad essere montate esclusivamente su tubazioni verticali: infatti, l'otturatore viene mantenuto aperto solo se il fluido si muove verso l'alto e si richiude quando cessa il flusso.

Infine, le valvole a disco possono essere montate in qualsiasi posizione e sono impiegate come valvole di fondo e come valvole di ritenuta sulle tubazioni per liquidi, vapore o gas.

Valvole ad innesto rapido

La fig. 32.72 riporta lo schema di una valvola a chiusura automatica utilizzata per allacciamenti fra tubi rigidi e tubi flessibili: l'inserimento di un apposito codolo apre l'otturatore della valvola, normalmente tenuto chiuso da una molla.

Tale tipo di valvola è in genere usato per le derivazioni alle utenze di aria compressa mediante tubi flessibili in materiale plastico di diametro generalmente uguale o inferiore a 70 mm.

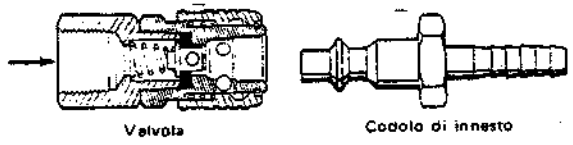


Fig. 32.72 – Valvola ad innesto rapido.

32.13. BIBLIOGRAFIA

S. Crocker e R. King, *Piping Handbook*, New York, McGraw-Hill Book Company.
H. Rase, *Piping design for process plants*, New York, John Wiley e Sons.
Borello & Mafiotto, Dalmine, General Resin's, Generaltubi, Gestra, Nova Siria, Tubi ghisa, *Cataloghi tecnici*.

33. Montaggio e protezione delle tubazioni

33.1. POSSIBILI COLLOCAZIONI DELLE TUBAZIONI

Esaminiamo le modalità di sistemazione e posa in opera delle tubazioni che provvedono al trasporto dei fluidi occorrenti in un impianto industriale.

All'interno dei fabbricati industriali (ad un solo piano), le tubazioni possono essere installate sopra o immediatamente sotto il filo catena, nell'intercolumnio dei pilastri oppure in cunicoli o piccole gallerie realizzati sotto il piano pavimento. All'esterno, le tubazioni possono essere interrate (1) oppure montate su apposite strutture metalliche (*pipe-rack*) o dentro cunicoli. La sistemazione esterna è indispensabile per le tubazioni convoglianti fluidi pericolosi.

La fig. 33.1 fornisce una casistica di tali sistemazioni.

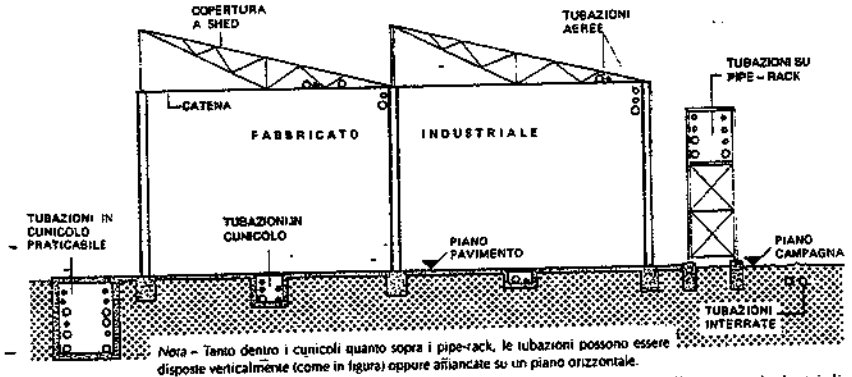


Fig. 33.1 – Possibili collocazioni delle tubazioni per l'alimentazione di fluidi alle utenze industriali.

(1) In regioni aventi un clima paragonabile a quello dell'Italia settentrionale ed a quote inferiori ai 1000 m, per proteggere dal gelo le tubazioni interrate contenenti acqua, si installano le stesse a profondità non minori di 60÷100 cm dal piano campagna, a seconda della natura del terreno (le profondità sono riferite alla generatrice superiore del tubo).

Nell'interno dei fabbricati è preferibile installare in alto le *tubazioni di alimentazione* dei fluidi alle utenze (purché diametri e pesi lo consentano): infatti, l'installazione aerea permette facili ispezioni e modifiche delle tubazioni (nel caso di spostamento delle utenze esistenti o di installazione di utenze nuove) (2). La sistemazione di tali tubazioni in cunicoli ricavati sotto il pavimento dei fabbricati è adottata quando l'alimentazione delle utenze dall'alto è impedita o resa difficoltosa da carriponte o altri ostacoli (3).

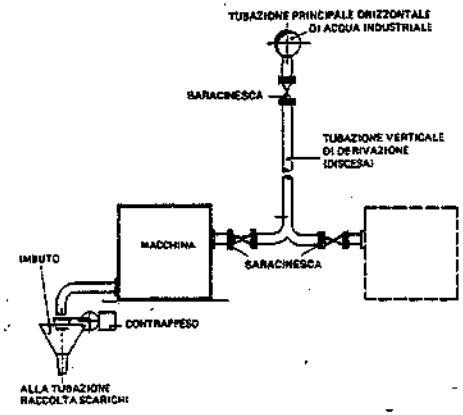


Fig. 33.2 – Derivazione per l'alimentazione di acqua industriale alle macchine.

Per contro, le tubazioni che provvedono alla raccolta ed al recupero di fluidi scaricati dalle utenze con pressioni residue pressoché nulle, sono disposte in cunicoli o interrate sotto il piano pavimento. In quest'ultimo caso, devono però essere predisposti opportuni pozzetti di ispezione in corrispondenza di diramazioni, cambiamenti di direzione o su tratti rettilinei molto lunghi (> 30÷40 m): è il caso tipico delle fognature o delle reti di recupero delle acque di impiego tecnologico (fig. 33.3).

I cunicoli sono ricoperti da solette in cemento armato, da lamiere di acciaio striato o bugnato (fig. 33.4) o da grigliati. Evidentemente tali coperture devono essere adatte a sopportare i carichi mobili operanti in officina, senza cedimenti o deformazioni.

La fig. 33.5 illustra due tipi di appoggi per le coperture metalliche dei cunicoli.

I cunicoli vengono dotati di pozzetti per lo scarico dell'acqua in essi caduta accidentalmente oppure utilizzata per la loro pulizia; i pavimenti dei cunicoli stessi devono quindi essere in pendenza, al fine di facilitare il flusso naturale dell'acqua verso i pozzetti di scarico.

Sovente le tubazioni sono installate, in uno stesso fabbricato industriale, parte in cunicolo e parte aeree (fig. 33.6).

Quando si devono sistemare più tubazioni aeree affiancate, si ricerca la disposizione che riduca il meno possibile l'illuminazione proveniente dalle finestrature del fabbricato.

Lo schema della fig. 33.7 indica, nel caso di una copertura a shed, una ubicazione conveniente per soddisfare tale esigenza.

(2) Quando le tubazioni sono aeree, l'alimentazione dei fluidi alle singole utenze avviene a mezzo di tubazioni verticali (*discese*) derivate dalle tubazioni principali; in genere, ogni discesa è dotata di una saracinesca (per intercettazione) nei pressi della derivazione e di una in prossimità dell'utenza (fig. 33.2).

(3) Se il fabbricato industriale è dotato di sottopiano, è in genere conveniente installare le reti di tubazioni a soffitto del sottopiano stesso, allacciandole alle utenze mediante derivazioni che attraversano la soletta ed il pavimento d'officina.

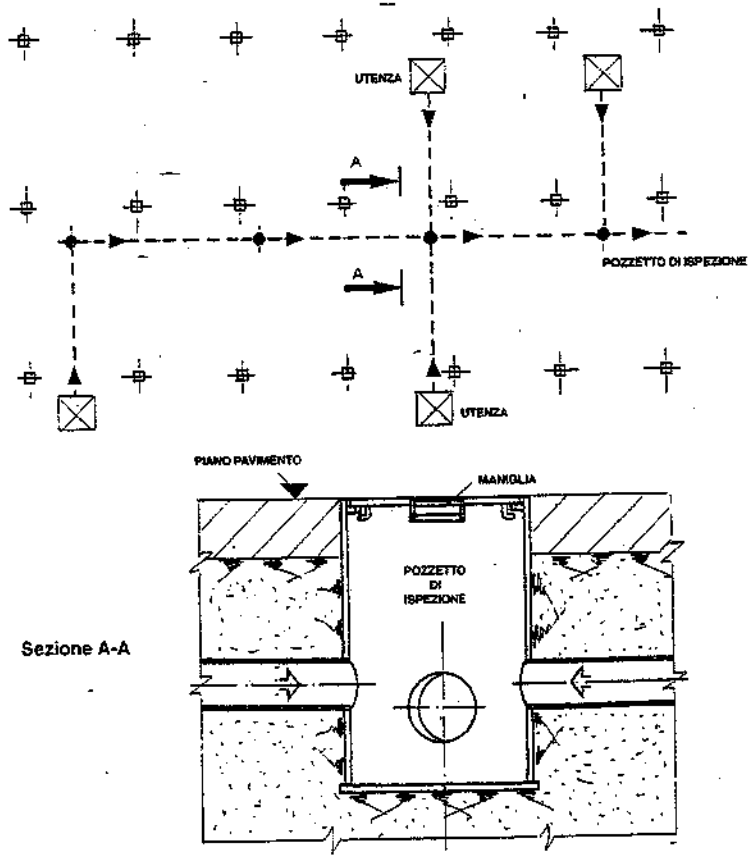


Fig. 33.3 – Rete interrata per il recupero di acque di raffreddamento, con pozzetti di ispezione.

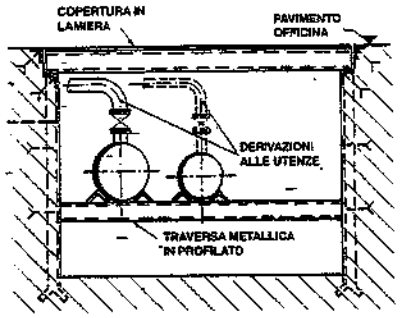


Fig. 33.4 – Cunicolo per tubazioni di servomezzi, con copertura in lamiera.

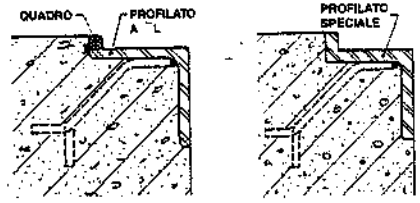


Fig. 33.5 – Corniere per l'appoggio delle lamiere di copertura dei cunicoli.

N.B. Non si devono installare in cunicolo né interrare tubazioni convoglianti gas o vapori più pesanti dell'aria.

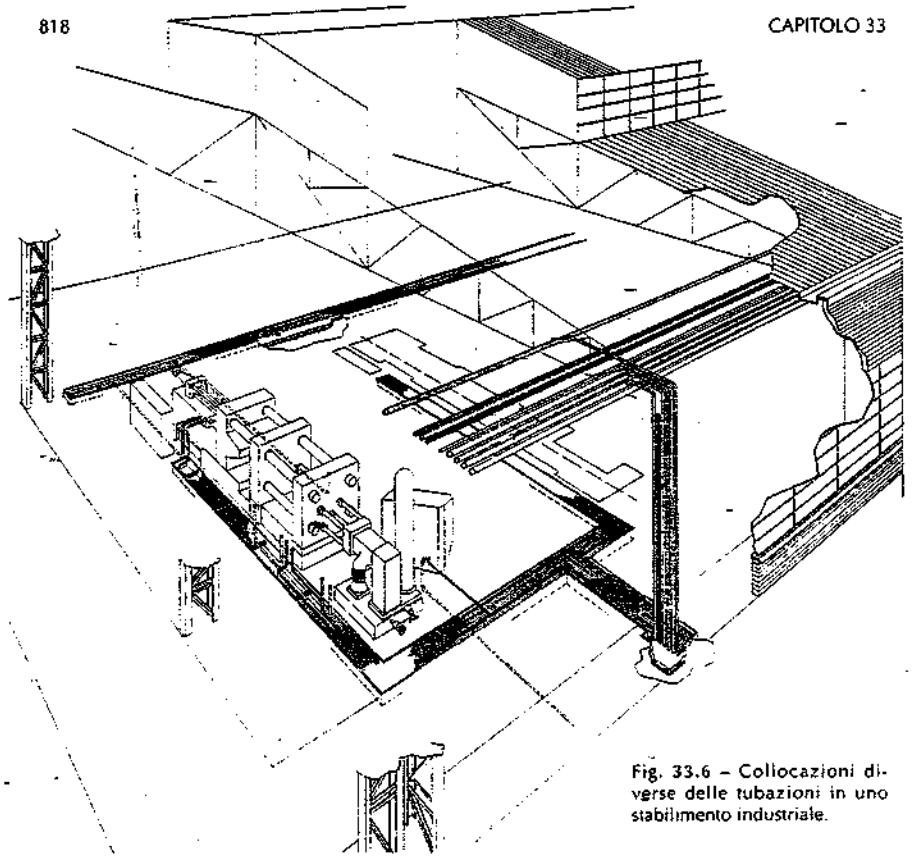


Fig. 33.6 – Collocazioni diverse delle tubazioni in uno stabilimento industriale.

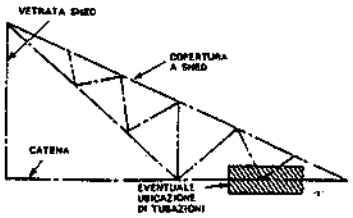


Fig. 33.7 – Possibile posizionamento delle tubazioni in corrispondenza di una capriata.

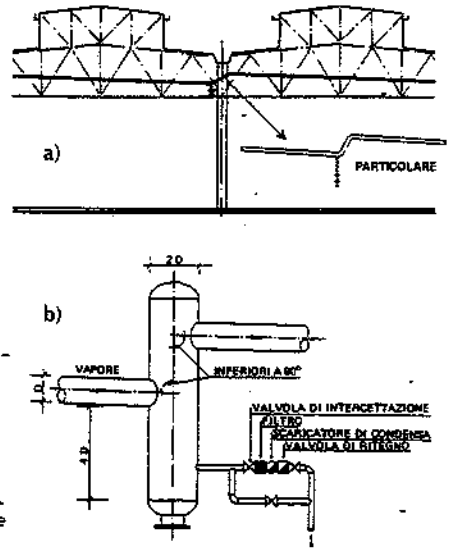


Fig. 33.8 – Accorgimenti atti a consentire un recupero di quota delle tubazioni.

33.2. PENDENZA DELLE TUBAZIONI

Le tubazioni devono sempre essere dotate di un'adeguata pendenza al fine di consentire, all'occorrenza, il loro svuotamento. Se il fluido convogliato nei tubi è un liquido, si deve anche favorire la raccolta, nelle parti alte della rete, dell'aria che si libera (da tali punti l'aria può essere evacuata attraverso appositi scaricatori, a comando manuale o automatico).

Le pendenze adottate per le tubazioni percorse da fluidi variano, orientativamente, fra 0,2% e 0,5%.

Sovente, soprattutto quando le caratteristiche altimetriche del terreno lo consentono, lo stesso fabbricato industriale o la sua copertura viene costruito con una certa pendenza (fino a 0,3% se sono previsti carriponte o binari ferroviari; fino all'1% quando tali mezzi mancano e non vi sono difficoltà di sistemazione dei macchinari); ciò facilita lo scarico delle acque piovane e lo svuotamento delle tubazioni convoglianti servomezzi liquidi.

Quando il fabbricato è in piano e lo spazio disponibile per realizzare le pendenze delle tubazioni è limitato (tanto nel caso di tubazioni installate sopra il filo catena, quanto nel caso di tubazioni posate in cunicolo), si alternano tratti di tubi in salita e tratti in discesa, in modo da sfruttare convenientemente lo spazio stesso (fig. 33.8.a). In altri casi, i tubi sono disposti in pendenza secondo una sola direzione: il recupero della pendenza è ottenuto prevedendo, in posizioni appropriate, tratti di tubazioni verticali o subverticali oppure tronchi di tubo a tenuta – denominati *barilotti* – disposti verticalmente, nei quali si immette la tubazione in arrivo e dai quali si diparte, ad altezza superiore, la tubazione in uscita (un tipo di barilotto è riportato in fig. 33.8.b).

Se il fluido è gassoso e trascina condensa o altri liquidi, sia pure in piccole quantità (tipico il caso dell'aria compressa non essiccata), la pendenza data alle tubazioni permette di raccogliere nei punti bassi il liquido, che può essere evacuato con appositi scaricatori, a comando manuale o automatico (fig. 33.9): in tal modo, si evita che il liquido, raccogliendosi nella parte inferiore del tubo, riduca la sezione utile delle condotte.

La fig. 33.10 mostra un esempio di sistemazione degli scarichi dell'acqua da tubazioni: sono visibili le saracinesche di intercettazione.

Le tubazioni verticali di scarico

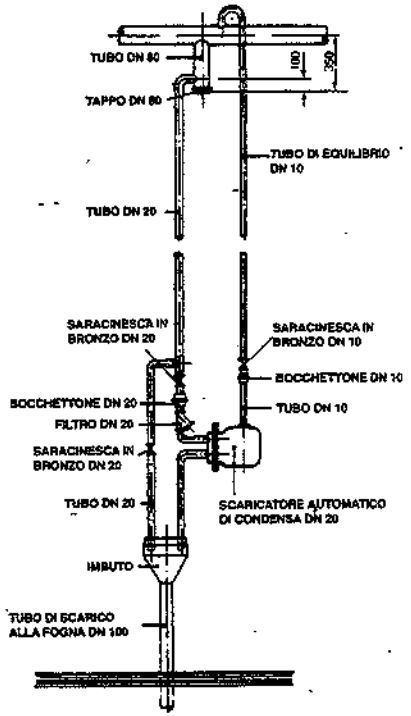


Fig. 33.9 – Scaricatore di condensa per reti (in acciaio) di distribuzione dell'aria compressa.

sono in genere installate presso colonne o pareti.

Come si è detto, le tubazioni di raccolta degli scarichi vengono interrate sotto il pavimento oppure installate in cunicolo. Tali tubazioni devono avere diametri maggiori di 100 mm ed una pendenza non inferiore a 0,3÷1% in modo da assicurare il deflusso dell'acqua a gravità (cioè non in pressione).

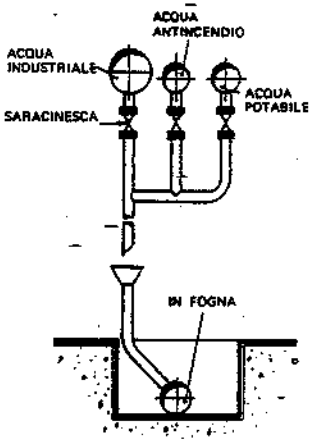


Fig. 33.10 – Scarichi delle tubazioni dell'acqua interne agli stabilimenti.

33.3. COLLAUDO DELLE RETI

I tubi, prima di essere posti in opera, devono essere scovolati internamente in modo da asportare eventuali corpi estranei, incrostazioni od ossidi superficiali.

Particolare attenzione va rivolta alle saldature dei tubi, per le quali occorre imporre alla ditta installatrice prescrizioni ben precise (allineamento dei tubi prima della saldatura, smussatura delle estremità degli stessi, tipo e spessore delle saldature).

Le reti di tubazioni sono generalmente collaudate mediante acqua in pressione (prova idraulica): il collaudo consiste nel riempire le reti di acqua, la quale viene poi compressa, a mezzo di pompa, alla pressione di collaudo; tale pressione è in genere pari a 1,5 volte la pressione massima di esercizio del fluido convogliato dalla rete. Nel caso di tubazioni con basse pressioni di esercizio e/o grande diametro, si può eseguire il collaudo mediante aria compressa: le eventuali perdite dalle saldature sono rivelate spalmando acqua saponata sulle stesse, previa pulitura.

33.4. SUPPORTI

Tanto per le tubazioni aeree o su pipe-rack, quanto per quelle in cunicolo, si pone il problema di sostenere le tubazioni stesse. A tale fine, si devono prevedere, lungo il loro percorso, opportuni supporti in grado di sostenere il peso delle tubazioni e del fluido convogliato: in altre parole, le tubazioni devono appoggiare su dei sostegni (denominati anche *staffaggi*) che hanno il compito di limitare la freccia di inflessione a valori accettabili, impedendo la formazione di sacche in cui possa stagnare il fluido, nonché di limitare le sollecitazioni sui tubi e sugli attacchi delle macchine, pompe o apparecchiature.

Allorquando la temperatura del fluido convogliato in una tubazione è variabile nel tempo, la scelta del tipo di staffaggio ed il relativo posizionamento devono anche tenere conto delle dilatazioni termiche indotte (le dilatazioni dipendono, ovviamente, sia dalle variazioni di temperatura del fluido, sia dal tipo di materiale costituente il tubo).

I tipi di staffaggi di più frequente impiego sono i seguenti:

1) *Supporto normale:* provvede a scaricare il peso della tubazione e del fluido in essa contenuto su una struttura portante, che può essere parte integrante del fabbricato oppure una struttura all'uopo predisposta. La fig. 33.11 illustra due tipi di supporto normale: il primo si usa sovente dentro i forni; quello con rulli è particolarmente adatto per tubazioni convoglianti fluidi caldi, in quanto soggette a dilatazioni notevoli.

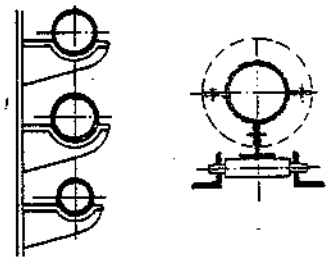


Fig. 33.11 – Staffaggi di appoggio per tubazioni.

2) *Supporto con guida* (fig. 33.12): ha lo stesso compito del supporto normale ed impedisce ogni movimento trasversale della tubazione. Viene usato per ridurre la lunghezza libera di inflessione trasversale della tubazione, per limitare la frequenza di vibrazione di una tubazione orizzontale e per guidare la tubazione durante le dilatazioni termiche.

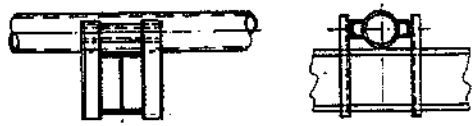


Fig. 33.12 – Guide di una tubazione.

3) *Supporto a punto fisso* (o semplicemente *punto fisso*): realizza un ancoraggio fisso, in corrispondenza del quale la tubazione non è sottoposta a traslazioni o rotazioni. Di solito, sono fissi i punti di attacco dei tubi agli impianti. Altri punti fissi vengono realizzati lungo le reti in posizioni opportune: ad esempio, è buona norma avere un ancoraggio rigido in corrispondenza delle diramazioni dei tubi aventi diverso diametro (per evitare che le differenti dilatazioni insorgenti nei tubi causino sollecitazioni troppo gravose sul tubo avente un momento d'inerzia minore).

Normalmente, i punti fissi sono realizzati saldando, fra i tubi ed una struttura rigida, un profilato metallico (fig. 33.13).

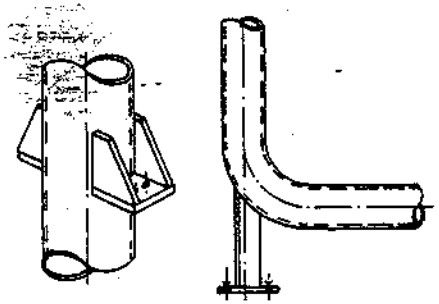


Fig. 33.13 – Punti fissi di tubazioni.

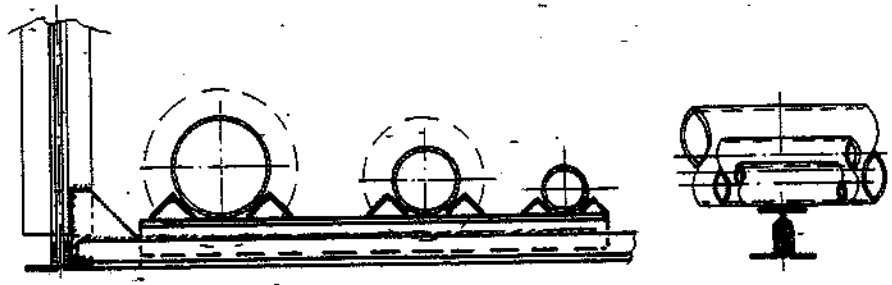


Fig. 33.14 – Staffaggio per il sostegno di tubazioni su una struttura di copertura in acciaio.

Consideriamo alcuni esempi di staffaggi per tubazioni di acqua, aria e simili. La fig. 33.14 illustra uno staffaggio costituito da profilati installati a filo catena (ad esempio di una struttura a shed). La fig. 33.15 fornisce un esempio di staffaggio del tipo a sospensione: il tratto verticale del supporto è filettato ad una estremità, ragione per cui risulta possibile regolare la quota del tubo in modo da realizzare le pendenze occorrenti.

Nel caso che si debbano sostenere più tubazioni, si può ricorrere ad una soluzione del tipo indicato in fig. 33.16.

Citiamo infine il tipo di staffaggio di fig. 33.17. Si tratta di profilati speciali che vengono fissati, a distanze prestabilite, mediante zanche annegate nelle parti murarie dei fabbricati oppure, se i fabbricati sono metallici, mediante saldature o bullonature alle strutture del fabbricato stesso. Le tubazioni sono sostenute con supporti fissati ai profilati suddetti mediante bulloni. In tal modo, risulta possibile regolare le pendenze delle tubazioni, aggiungere altri tubi e così via.

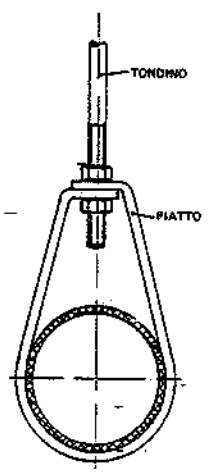


Fig. 33.15 – Sostegno di una tubazione, regolabile in altezza.

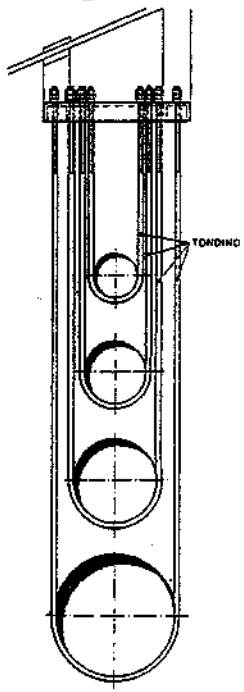


Fig. 33.16 – Staffaggio atto a sostenere più tubazioni aeree sovrapposte.

Ovviamente, le distanze fra due supporti consecutivi dipendono dal diametro, dallo spessore e dal materiale costituente il tubo, oltre che dal peso specifico del fluido convogliato e dal peso dell'eventuale isolamento termico del tubo. Nel determinare il peso da sopportare, si deve anche tenere conto di valvole, raccordi, curve.

Per la determinazione delle suddette distanze si considera la tubazione come una trave semi-incastrata soggetta a carico uniformemente ripartito; in tali condizioni la freccia vale:

$$f_m \simeq 0{,}01\frac{q \cdot l^4}{E \cdot J} \qquad (33.1)$$

dove:

f_m = freccia di inflessione (cm);
q = carico uniformemente ripartito (kg/cm);
l = lunghezza del tubo fra due appoggi consecutivi (cm);
E = modulo di elasticità del materiale costituente il tubo (bar);
J = momento d'inerzia del tubo (cm^4).

In pratica, si impone che la freccia non superi un valore prestabilito, di solito pochi millimetri; solo nel caso di tubazioni di diametro maggiore di 200 mm si possono accettare frecce di 10÷20 mm.

Nel caso di tubi in acciaio, le distanze tra due staffaggi consecutivi non dovrebbero superare i seguenti valori orientativi:

diametro tubazione DN	distanza fra i supporti metri
25	2,5
40	3
50	3,5
75	4
100	4,5
150	5,5
200	6,2
250	7,2
300	7,5

33.5. PROTEZIONE DELLE TUBAZIONI

1. Protezione delle tubazioni interrate

I tubi interrati, se metallici, sono soggetti a fenomeni aggressivi che possono provocarne rapidamente la corrosione (4).

Tali fenomeni sono essenzialmente dovuti ad azioni elettrochimiche fra metallo e soluzioni saline presenti nel terreno.

In altri termini, si verifica un fenomeno analogo a quello della pila galvanica: un elettrolita trasferisce gli ioni positivi dall'anodo al catodo e l'anodo, dopo un certo tempo di funzionamento della pila, appare corroso.

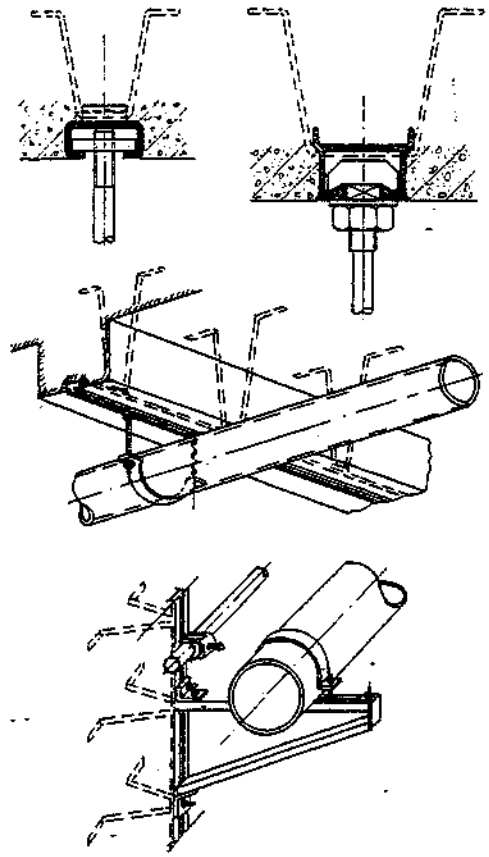


Fig. 33.17 – Staffaggi speciali per tubazioni, condotti sbarre, canaline.

Nel caso dei tubi di acciaio interrati, l'umidità del terreno può costituire l'elettrolita e in certe zone della superficie esterna dei tubi si possono formare degli elettrodi, mentre il circuito elettrico si chiude attraverso i tubi. La corrente elettrica parte dagli elettrodi positivi e, attraverso l'elettrolita, giunge agli elettrodi negativi; in corrispon-

(4) Si chiama *corrosione a umido* l'alterazione chimica che subiscono i metalli a contatto con un elettrolito e soggetti all'azione di un agente ossidante (ossigeno). Tale alterazione è di origine elettrochimica ed avviene con una velocità che dipende dal metallo, dall'elettrolito e dalla temperatura. Nel caso del ferro, la reazione è:

$$2\,Fe + \frac{3}{2}O_2 + 3\,H_2O \rightarrow 2\,Fe(OH)_3 \rightarrow 2\,(Fe\,OOH \cdot H_2O)$$

In ambiente neutro (pH7), il ferro si scioglie nell'elettrolito liberando ioni positivi che precipitano come ossidi-idrati (ruggine).

denza dei primi si manifestano corrosioni, mentre sui secondi avviene la reazione catodica di riduzione dell'ossidante (ossigeno).

Il processo di corrosione può venire esaltato in seguito ad alcune situazioni particolari, quali:

- la presenza di correnti elettriche "vaganti" disperse da binari di ferrovia a trazione elettrica, continua o alternata (in quest'ultimo caso, la corrente viene raddrizzata dal terreno); le correnti entrano nei tubi interrati in corrispondenza dei catodi ed escono dagli anodi (dove si verifica corrosione) per ritornare verso i binari ferroviari;
- particolari caratteristiche del terreno in cui i tubi sono sistemati;
- l'azione di microorganismi;
- l'inserimento di tronchi di tubi nuovi in una tubazione interrata da tempo: i tronchi nuovi si comportano come anodi e, se il loro sviluppo è limitato, sono soggetti ad una intensa corrosione.

I fenomeni aggressivi del terreno possono essere attenuati o addirittura eliminati ricorrendo ai seguenti sistemi protettivi:

a) installazione, lungo le tubazioni interrate, di giunti di isolamento elettrico (*giunti dielettrici*), atti ad interrompere la continuità elettrica delle tubazioni stesse (fig. 33.18);

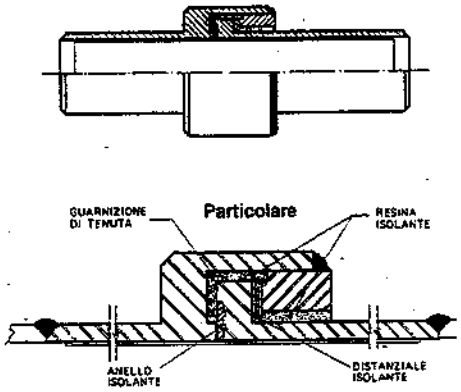


Fig. 33.18 – Giunto dielettrico per tubazioni interrate.

b) *protezione catodica*, ottenuta collegando il polo negativo di una sorgente di corrente continua con la tubazione, e il polo positivo della stessa sorgente con anodi interrati. La differenza di potenziale (negativa) che si viene ad avere fra il terreno e la tubazione fa sì che quest'ultima funzioni da catodo (fig. 33.19): in tal modo, si impedisce la solubilizzazione del metallo;

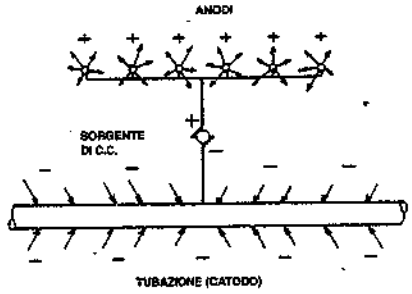


Fig. 33.19 – Protezione catodica delle tubazioni di acciaio interrate.

c) *rivestimento dei tubi con materiali impermeabili all'acqua*, ottenuto applicando successivamente sui tubi i seguenti strati:

- primo strato di bitume caldo liquido;
- secondo strato di miscela bituminosa (dopo il raffreddamento del primo);
- fasciatura elicoidale con doppio strato di feltro in lana di vetro impregnato di bitume (5);
- applicazione di uno strato di idrato di calce per rendere bianca la superficie esterna;

(5) Nel caso di rivestimenti di tipo pesante, al feltro in lana di vetro si sovrappone una fasciatura elicoidale con tessuto in lana di vetro impregnato di bitume.

d) *rivestimento di polietilene applicato per estrusione* sulla superficie grezza nel caso di tubi impiegati per costruire condotte di metano; quando i tubi sono destinati a convogliare acqua, la superficie esterna viene preventivamente zincata;

e) *rivestimento con nastri di materia plastica autoadesivi* od *impregnati di bitume*, avvolti a spirale sui tubi, previa accurata spazzolatura e verniciatura antiossidante dei tubi stessi. I nastri vengono preferibilmente applicati alla temperatura di 18°÷20°C e mai a temperature inferiori a 0°C o superiori a 75°C. Questo rivestimento è in special modo utilizzato per la protezione di tronchi di raccordo e delle estremità dei tubi sottoposti a saldatura;

f) la norma UNI 6363-84 elenca anche rivestimenti esterni dei tubi di acciaio a base di polietilene (partendo dalla relativa polvere e fondendola), resine epossidiche, metallizzazione, galvanizzazione a caldo.

I tubi protetti secondo le modalità indicate nei punti c) ÷ f) sono in pratica chiamati *tubi rivestiti esternamente*. Tali tubi devono essere ovviamente manipolati con cura, al fine di evitare deterioramenti dei rivestimenti stessi (in corrispondenza di tali deterioramenti si potrebbero formare dei focolai di corrosione). È necessario ripristinare il rivestimento esterno delle tubazioni sia in corrispondenza dei tratti deteriorati, sia in corrispondenza dei giunti tra i vari tubi, riproducendo nel miglior modo possibile il rivestimento originale.

2. Protezione interna delle tubazioni

Oltre che dagli agenti esterni, i tubi di acciaio devono essere sovente protetti anche dagli agenti contenuti nel fluido convogliato (dei tubi in ghisa si è già detto a pag. 789).

Gli agenti chimici possono provocare fenomeni corrosivi, contro i quali si adottano i rimedi di seguito citati.

1) Impiego di tubazioni con *rivestimento* interno *bituminoso*: tale protezione è ottenuta applicando uno smalto di bitume per centrifugazione. Ai tubi che devono essere interrati, si applicano ancora, sulla superficie esterna, i trattamenti di cui al punto c) di pag. 824, ottenendo i cosiddetti *tubi bitumati internamente e con rivestimento esterno*. La tab. 33.I riporta alcune caratteristiche di tali tubi, impiegati per reti interrate di distribuzione dell'acqua fredda.

Tabella 33.I – Tubi di acciaio rivestiti esternamente e bitumati internamente.

Diametro nominale DN	Diametro esterno mm	Massa lineica kg/m
100	114,3	2,62
125	139,7	3,47
150	168,3	4,18
200	219,1	5,92
250	273	7,37
300	323,9	8,75
350	355,6	10,4
400	406,4	11,9
450	457,2	15,5
500	508	17,2
550	558,8	21,8
600	609,6	23,7

2) Applicazione per centrifugazione di *malta di cemento*, ottenendo tubi adatti a convogliare acqua di mare (in alternativa ai tubi di vetroresina).

3) Applicazione sulla superficie interna delle tubazioni di rivestimenti costituiti da resine epossidiche, materie plastiche, metallizzazione, ecc.

4) Adozione di tubi in *materiali speciali*, come gli acciai inossidabili e le materie plastiche; per fluidi debolmente acidi o basici e aventi basse temperature e concentrazioni si impiegano anche acciai legati.

5) Trattamento preliminare del fluido da convogliare ovvero impiego di reagenti chimici, detti *inibitori di corrosione*, atti ad impedire la corrosione mediante la for-

mazione di pellicole protettive sul metallo: si hanno inibitori anodici (cromato di sodio, ossigeno), catodici (solfato di zinco, bicarbonato di calcio) e colloidali.

3. Protezione esterna delle tubazioni aeree

Le tubazioni di acciaio installate all'aperto o all'interno di uno stabilimento industriale sono di solito protette dai processi distruttivi dovuti agli agenti atmosferici (l'aria umida, ad esempio, provoca ossidazioni superficiali).

Per ovviare o limitare le conseguenze provocate da tali agenti, si impiegano opportune *vernici* protettive, aventi colori o contrassegni che consentono la facile individuazione del fluido convogliato nelle singole tubazioni.

Tale protezione prevede in genere il seguente ciclo di trattamento:

- pulitura e spazzolatura (o sabbiatura) delle superfici fino alla completa asportazione dello strato di ossido polverulento;
- applicazione di una mano di vernice protettiva (antiruggine);
- applicazione di una o due mani di smalto clorosintetico, in modo da avere in ogni punto della superficie uno strato di vernice dello spessore minimo di 90 μm.

4. Rivestimento delle tubazioni convoglianti fluidi caldi o freddi

Nel caso di tubazioni convoglianti fluidi caldi o freddi, ci si trova di fronte ad almeno una delle seguenti esigenze:

a) proteggere dal gelo i liquidi contenuti nelle tubazioni;
b) ridurre le dispersioni di calore verso l'esterno;
c) evitare la condensazione, lungo le superfici esterne delle tubazioni, dell'umidità presente nell'ambiente.

In tutti i casi suddetti si deve ricorrere a degli *isolamenti coibenti*, chiamati anche *rivestimenti termici*; nel caso c) essi prendono sovente il nome di *rivestimenti antistillicidio*, in quanto, evitando la condensazione del vapore acqueo atmosferico sulle tubazioni, impediscono lo stillicidio della condensa.

Gli isolamenti coibenti sono realizzati mediante materiali di tipo fibroso o cellulare aventi un basso coefficiente di conduttività χ.

Come si può rilevare dalla fig. 33.20, χ varia con la temperatura: in particolare, per le sostanze solide amorfe (costituenti la maggior parte degli isolanti) aumenta con la temperatura. La bassa conduttività dei materiali è dovuta alla loro particolare costituzione, caratterizzata dalla presenza di cavità contenenti aria: le proprietà isolanti dipendono infatti dal rapporto pieno/vuoto e sono tanto maggiori quanto minore è il valore di tale rapporto.

Le cavità possono essere intercomunicanti tra di loro (cavità aperte) o chiuse. Per le esigenze c) è preferibile usare dei materiali a cavità chiuse.

Fra i materiali coibenti correntemente adottati, ricordiamo i seguenti:

- *per fluidi aventi temperature inferiori alla temperatura ambiente* (ad esempio, ossigeno liquido a temperature inferiori a −180°C): foamglas, fenolite, poliuretano, sughero espanso, lana di roccia o di vetro;
- *per fluidi a temperatura superiore a quella ambiente* (quali acqua surriscaldata, acqua calda, vapore a temperature >40°C): lana di roccia o lana di vetro.

Per il rivestimento delle tubazioni, gli isolanti vengono confezionati sotto forma di coppelle, materassini o corda. Tali isolanti sono tenuti in opera a mezzo di rete metallica zincata o di filo di acciaio zincato. Il rivestimento finale esterno, avente scopi estetici e di protezione contro gli urti, può essere costituito da lamierino in acciaio zincato o in alluminio; da intonaco di cemento o gesso, armato con rete di acciaio zincato; da vipla avvolta a spirale e tenuta in loco da opportuni collarini.

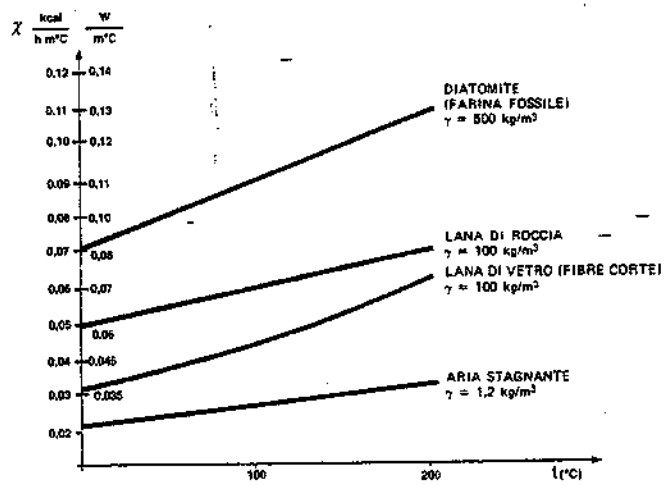


Fig. 33.20 – Conduttività termica, in funzione della temperatura, di alcuni isolanti impiegati per il rivestimento delle tubazioni.

I rivestimenti antistillicidio, previsti per tubazioni di fluidi a temperature minori della temperatura di rugiada dell'aria atmosferica, devono essere protetti da uno strato impermeabile al vapore, detto *barriera di vapore* (o barriera al vapore). Lo scopo di tale barriera è quello di impedire che il vapore presente nell'aria atmosferica penetri nel materiale isolante. Tale migrazione, che avviene essenzialmente nell'isolante a cavità aperte e attraverso le eventuali fessure dell'isolante a cavità chiuse, è conseguenza della condensazione del vapore acqueo (contenuto nell'aria dell'isolante) sulla tubazione e nell'isolante stesso, condensazione dovuta al raffreddamento del vapore al disotto della temperatura di rugiada.

È noto infatti che, allorché si condensa del vapore in un punto, avviene un abbassamento della pressione parziale del vapore in quel punto e quindi un passaggio (per differenza di pressione) di altro vapore dallo spazio circostante nel punto stesso.

Quest'ultimo vapore, raffreddato al disotto della temperatura di rugiada, si condensa a sua volta, richiamando altro vapore e così via.

Il fenomeno di migrazione del vapore nell'isolante a cavità aperte si arresta allorché l'isolante è pieno d'acqua. Un isolante imbibito ha un potere coibente molto inferiore a quello di un isolante pieno d'aria (l'acqua ha un coefficiente di conduttività pari a 25 volte quello dell'aria), per cui una tubazione rivestita con coibente inzuppato d'acqua presenta generalmente una cospicua condensazione sulla sua superficie esterna per difetto di coibenza.

Le barriere di vapore sono generalmente realizzate avvolgendo i rivestimenti coibenti con tela mussola incorporata in materiali a base bituminosa.

La fig. 33.21.a riporta lo schema di uno dei vari tipi di rivestimento adottati per la coibentazione dei "tubi caldi". La fig. 33.21.b illustra invece un tipo di rivestimento antistillicidio. Oltre alle tubazioni, sono sovente rivestiti anche gli accessori, quali saracinesche e valvole.

33.6. SCELTA DEI RIVESTIMENTI DELLE TUBAZIONI

Soffermiamoci ora brevemente sui criteri tecnico-economici che presiedono alla scelta dei rivestimenti coibenti.

A tale fine, richiamiamo alcune nozioni di fisica applicata. La fig. 33.22 schematizza una tubazione convogliante un fluido caldo e dotata di rivestimento isolante.

Siano:

r_i, r_e = raggi interno ed esterno dell'involucro (m);

t_i = temperatura del fluido all'interno del tubo (°C);

t_e = temperatura sulla superficie esterna del rivestimento isolante (°C);

t_a = temperatura dell'aria ambiente (°C);

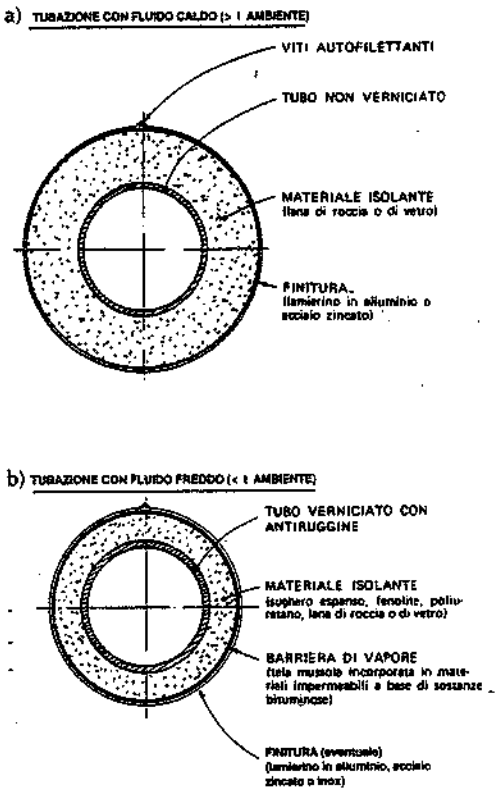
L = lunghezza dell'involucro (m);

χ = *coefficiente di conduttività* dell'involucro (kcal/h·m·°C o W/m·°C);

h_i, h_e = coefficiente di adduzione delle superfici *i* ed *e* (kcal/h·m^2·°C ovvero W/m^2·°C): il coefficiente h è costituito da due termini: h = f + r, con:

f = coefficiente di convezione liminare (6);

r = coefficiente di irraggiamento (7).



N.B. Nel caso di fissaggio con viti autofilettanti, è opportuno avvolgere la barriera di vapore con un materassino di lana di roccia o di vetro (spessore 10 mm), al fine di evitare la foratura della barriera da parte delle viti.

Fig. 33.21 – Rivestimenti per tubi contenenti fluidi e aventi la funzione di impedire: a) la dispersione di calore; b) lo stillicidio.

È lecito supporre t_i - t_e - t_a costanti. Inoltre, in prima approssimazione, consideriamo $t_e = t_a$ (8) e identifichiamo con t_i anche la temperatura sulla superficie interna del

(6) Tale coefficiente dipende dalla natura fisica del fluido, dalla sua velocità, dal grado di ruvidezza della superficie, dalla temperatura media, ecc.

(7) Il termine r - dovuto all'irraggiamento - assume importanza solo a temperature di parete molto elevate (> 100°C).

(8) Ciò che è lecito fare quando le tubazioni sono installate in posizioni aeree e l'atmosfera è praticamente calma. In presenza di correnti di aria fredda occorre, invece, tenere conto della differenza fra la temperatura superficiale del coibente e quella dell'aria.

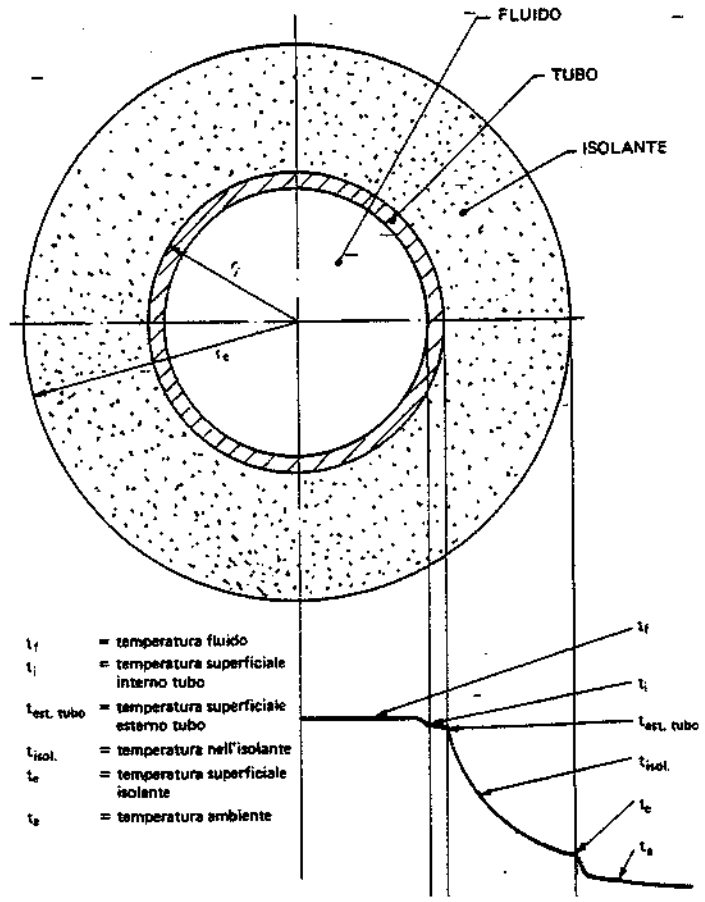


Fig. 33.22 – Sezione schematica di un tubo contenente un fluido caldo, esternamente rivestito con materiale isolante, e andamento delle temperature attraverso i vari materiali.

rivestimento isolante. La quantità di calore che, nell'unità di tempo, passa dall'interno del tubo all'esterno è data dalla

$$Q = \frac{t_i - t_a}{R} \cdot L \qquad \text{(kcal/h o W)} \tag{33.2}$$

dove R è *la resistenza totale*, espressa dalla

$$R = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{1}{h_i \cdot r_i} + \frac{1}{\chi} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e \cdot r_e}\right) \qquad \left(\frac{h \cdot m \cdot °C}{kcal}\right) o \left(\frac{m \cdot °C}{W}\right) \tag{33.3}$$

Nella (33.3) non abbiamo considerato il tubo metallico: ciò è lecito grazie al pic-

colo spessore ed all'elevato valore di χ dell'acciaio (del resto, tale semplificazione era già implicita nella precedente assunzione di t_i quale temperatura della superficie interna dell'involucro coibente).

Inoltre, nell'espressione (33.3) si può trascurare l'influenza di h_i, per cui la (33.2), con sufficiente approssimazione, assume la forma:

$$Q = \frac{2\pi (t_i - t_a)\cdot L}{\frac{1}{\chi}\ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e \cdot r_e}} \qquad \text{(kcal/h o W)} \tag{33.4}$$

Se si vuole riferire la potenza termica Q alla superficie longitudinale della condotta, per esempio a quella esterna $S_e = 2\pi\, r_e \cdot L\,(m^2)$, l'espressione (33.2) diviene:

$$Q' = \frac{t_i - t_a}{R'} \cdot S_e \qquad \text{(kcal/h o W)} \tag{33.2'}$$

con

$$R' = \left(\frac{r_e}{r_i \cdot h_i} + \frac{r_e}{\chi}\cdot\ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e}\right) \quad \left(\frac{h\cdot m^2\cdot °C}{kcal}\right) o \left(\frac{m^2\cdot °C}{W}\right) \tag{33.3'}$$

A sua volta, la (33.4) diventa, trascurando h_i:

$$Q' = \frac{S_e (t_i - t_a)}{\frac{r_e}{\chi}\ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e}} \qquad \text{(kcal/h o W)} \tag{33.4'}$$

Affrontiamo ora il problema della scelta ottimale degli spessori dei rivestimenti coibenti.

a) Rivestimenti coibenti antigelo

Esaminiamo anzitutto il caso della protezione delle tubazioni poste in ambienti a temperature inferiori a 0°C e convoglianti fluidi che non devono gelare (ad esempio, acqua).

Considerato un tratto di tubo di lunghezza infinitesima dl, la quantità di calore dQ trasmessa all'esterno vale, per la (33.2):

$$dQ = \frac{t_i - t_a}{R} dl \tag{33.5}$$

dove:

$$R = \frac{1}{2\pi\chi}\ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{2\pi\, r_e\, h_e}$$

Tale quantità di calore dQ deve essere uguale alla quantità di calore persa dal fluido percorrente il tubo:

$$dQ = -Gc_p\, dt_i \tag{33.6}$$

dove:

G = portata del fluido (kg/h);

c_p = calore specifico del fluido (kcal/kg·°C o kJ/kg·°C): per l'acqua $c_p = 1$ kcal/kg·°C = 4,187 kJ/kg·°C;

dt_i = raffreddamento del fluido nel tratto dl.

Poiché t_a = costante:

$$-\,dQ = -\,Gc_p\, d(t_i - t_a) \tag{33.7}$$

Eguagliando la (33.5) con la (33.7), si ricava:

$$\frac{t_i - t_a}{R} dl = -Gc_p d(t_i - t_a) \tag{33.8}$$

ovvero:

$$\frac{1}{G\cdot R} dl = -c_p \frac{d(t_i - t_a)}{t_i - t_a} \tag{33.8 bis}$$

Integrando lungo un tratto di condotta di lunghezza L e semplificando, si perviene alla

$$\frac{L}{c_p \cdot G \cdot R} = \ln\frac{t'_i - t_a}{t_i - t_a} \quad \text{ovvero} \quad \frac{S_e}{c_p \cdot G \cdot R'} = \ln\frac{t'_i - t_a}{t_i - t_a} \tag{33.9}$$ (33.9 bis)

dove:

t'_i = temperatura di entrata dell'acqua nel tratto di tubo considerato;

t_i = temperatura di uscita dell'acqua nel tratto di tubo considerato;

L = lunghezza della condotta (m);

S_e = superficie esterna del rivestimento coibente (m^2);

R = resistenza totale del coibente in $\frac{h\cdot m\cdot °C}{kcal}$; R' in $\frac{m^2\cdot °C}{W}$.

Con la (33.9) o con la (33.9 bis) è possibile risolvere i seguenti problemi:

a) determinare t_i, cioè la temperatura minima che il fluido convogliato può raggiungere, noti L, G, R, t_a, t'_i;

b) ricavare R e quindi lo spessore di isolante occorrente, noti L, G, t_a, t'_i, t_i;

c) valutare la portata minima G che è necessario far passare nella tubazione perché l'acqua non geli, essendo noti L, R, t_a, t'_i, t_i.

È ovvio che se l'acqua è ferma nelle tubazioni (caso delle reti di acqua antincendio o delle reti di acqua industriale e potabile nelle quali il flusso si interrompa per un tempo piuttosto lungo), il pericolo di gelo è più grave: in tali casi, le tubazioni devono essere interrate. Questa soluzione è sempre consigliabile per le tubazioni dell'acqua che passano all'esterno dei fabbricati o in locali non riscaldati.

b) Rivestimenti coibenti propriamente detti

Consideriamo ora il caso in cui si debbano limitare gli *scambi di calore* fra un fluido a temperatura diversa da quella ambiente e l'ambiente stesso.

Ovviamente, lo spessore dell'isolante deve essere tale che la somma dei costi annui per il calore disperso e per l'esecuzione del rivestimento (9) risulti minima.

(9) Si trascurano, per semplicità, i costi di manutenzione.

Il costo del calore disperso vale:

(33.10) $$C_Q = Q \cdot n \cdot c \qquad \text{(Lit/anno)}$$

dove:
Q = calore disperso attraverso un tratto lungo L di isolante (kcal/h o W);
n = numero di ore annue di funzionamento (h/a);
c = costo unitario del calore disperso (Lit/kcal o Lit/Wh).

Nella (33.10), la quantità di calore Q che attraversa il rivestimento isolante è data dall'espressione (33.4).

Quest'ultima espressione, se si trascura l'adduzione esterna di calore (10) – essenzialmente dovuta, nei casi in esame, alla propagazione liminare – si semplifica nella

(33.4 bis) $$Q = \frac{2\pi\chi\left(t_i - t_a\right)L}{\ln\frac{r_e}{r_i}}$$

Il costo in opera dell'isolante può essere determinato con la

(33.11) $$C_i' = \pi\left(r_e^2 - r_i^2\right) L\, c_i \frac{1}{a_{\overline{n}|}} \qquad \text{(Lit/anno)}$$

dove:
r_e = raggio esterno del rivestimento (m);
r_i = raggio interno del rivestimento (m);
L = lunghezza della tubazione (m);
c_i = costo unitario del rivestimento in opera (Lit/m³);
$1/a_{\overline{n}|}$ = termine unitario di ammortamento, in n anni, al tasso di interesse i.

Al valore C_i' ottenuto dalla (33.11) si deve aggiungere in genere il costo (Lit/anno) del rivestimento esterno in lamiera:

(33.12) $$C_i'' = 2\pi r_e L c_r \frac{1}{a_{\overline{n}|}}$$

dove, oltre ai termini noti, c_r misura il costo unitario del rivestimento in opera (Lit/m²).

In totale, quindi, il costo corrispondente al rivestimento vale:

(33.13) $$C_i = C_i' + C_i''$$

Si tratta di trovare il valore di r_e e quindi dello spessore dell'isolante $r_e - r_i$ (fig. 33.22), che rende minima la somma

(33.14) $$C = C_Q + C_i$$

(10) Ciò che è lecito fare quando le tubazioni sono installate in atmosfera praticamente calma.

Da un punto di vista teorico, si potrebbe determinare il valore di r_e che rende minimo il costo dell'espressione (33.14) annullando la derivata prima di C (la funzione C ha sempre un solo minimo).

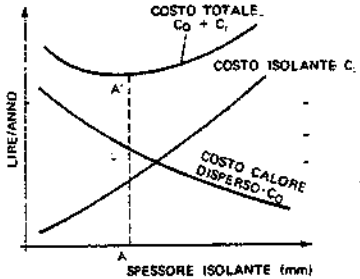
In pratica, però, la funzione C_Q dipende da molti elementi non esprimibili in funzione della variabile r_e.

Tali elementi sono:
– l'ammortamento degli impianti;
– il costo del combustibile consumato;
– il costo della mano d'opera per la conduzione degli impianti generatori-distributori;
– il costo dell'energia elettrica consumata per il funzionamento degli impianti;
– il costo dell'acqua trattata, necessaria per il funzionamento degli impianti;
– il costo della manutenzione degli impianti.

Il valore di r_e che rende minima la funzione C può essere determinato per via grafica. A tale fine, si costruiscono per punti, su un diagramma cartesiano avente per ascisse i valori crescenti di r_e e per ordinate i valori crescenti dei costi unitari, le curve C_Q, C_i e $C = C_Q + C_i$: il valore di r_e, relativo al minimo della curva C, corrisponde allo spessore più economico del rivestimento coibente considerato (fig. 33.23).

c) Rivestimenti antistillicidio

Scopo dei rivestimenti antistillicidio è quello, come già detto, di evitare la condensazione del vapore acqueo atmosferico sulle superfici esterne delle tubazioni. Tale condensazione si evita aumentando, a mezzo dell'isolamento termico, la temperatura superficiale delle superfici esterne a contatto con l'aria atmosferica.



A = spessore isolante a cui corrisponde il costo totale annuo minimo (AA'), cioè lo spessore più economico.

Fig. 33.23 – Determinazione grafica del valore ottimale di r_e.

Apriamo una breve parentesi per richiamare alcune nozioni sull'*aria umida*.

L'aria atmosferica limpida (cioè senza nebbia) è una miscela di aria secca e di vapor d'acqua. Tale miscela è detta *aria umida*. Le proprietà dell'aria umida sono riassunte in un diagramma di Mollier per l'aria umida, riportato in fig. 33.24: la versione a del diagramma è in unità internazionali, la versione b in unità tecniche.

Tale diagramma è riferito alla pressione normale di 101.325 Pa e ad una miscela contenente 1 kg di *aria secca*.

Il diagramma permette di risolvere graficamente e speditamente tutti i problemi relativi all'aria umida.

Il vapore contenuto nell'aria umida è generalmente surriscaldato, cioè ha una pressione parziale inferiore a quella del vapore saturo avente la stessa temperatura. Aggiungendo del vapore nell'aria umida, la pressione parziale del vapore stesso aumenta fino a raggiungere la pressione corrispondente a quella del vapore saturo: a questo punto, l'aria umida è satura di vapore, cioè non è più in grado di ricevere altro vapore oltre a quello che già contiene. Ulteriori dosi di umidità rimangono nell'aria sotto forma di nebbia.

Un altro modo di rendere satura l'aria umida è quello basato sul suo raffreddamento.

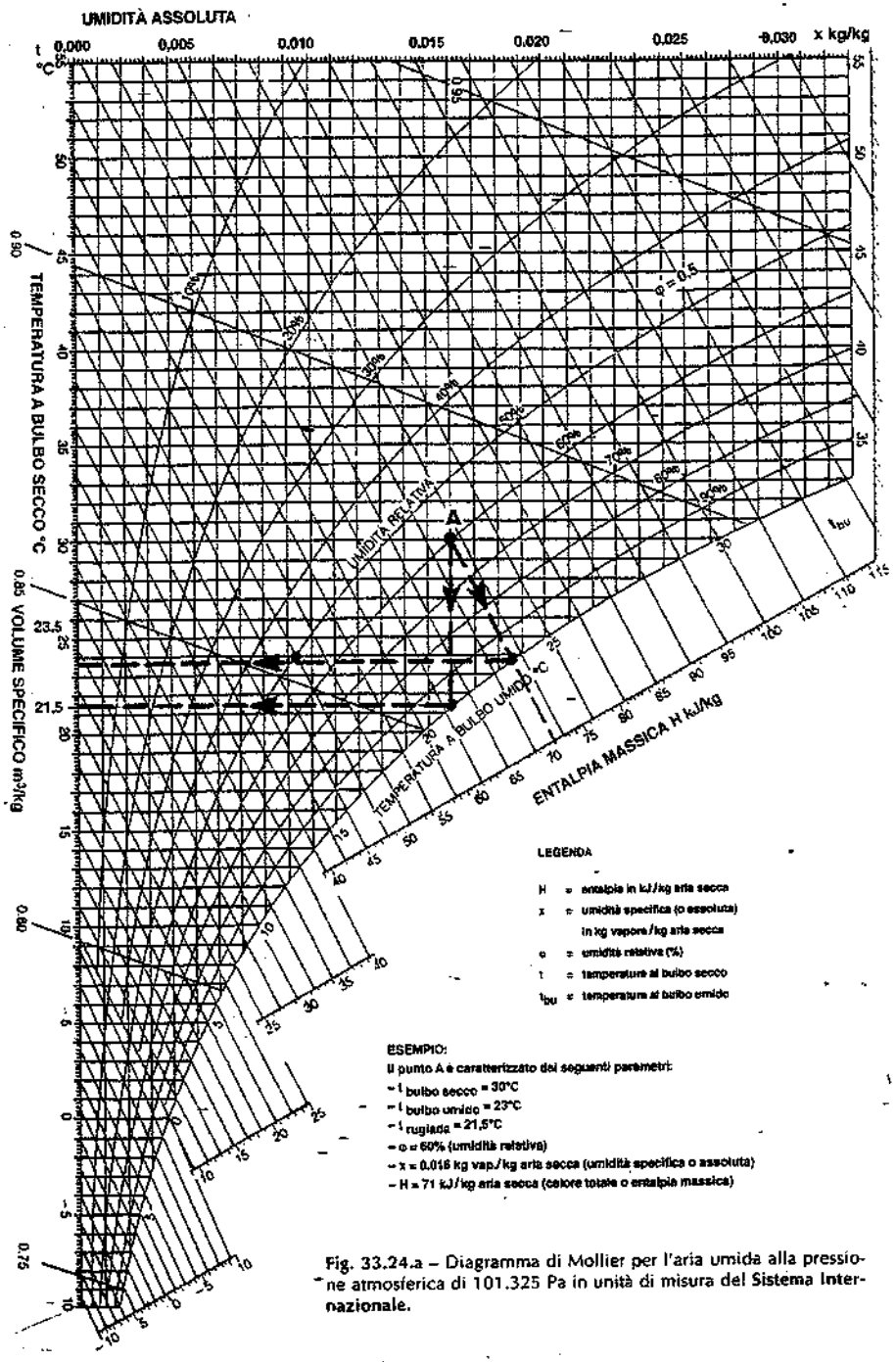


Fig. 33.24.a – Diagramma di Mollier per l'aria umida alla pressione atmosferica di 101.325 Pa in unità di misura del Sistema Internazionale.

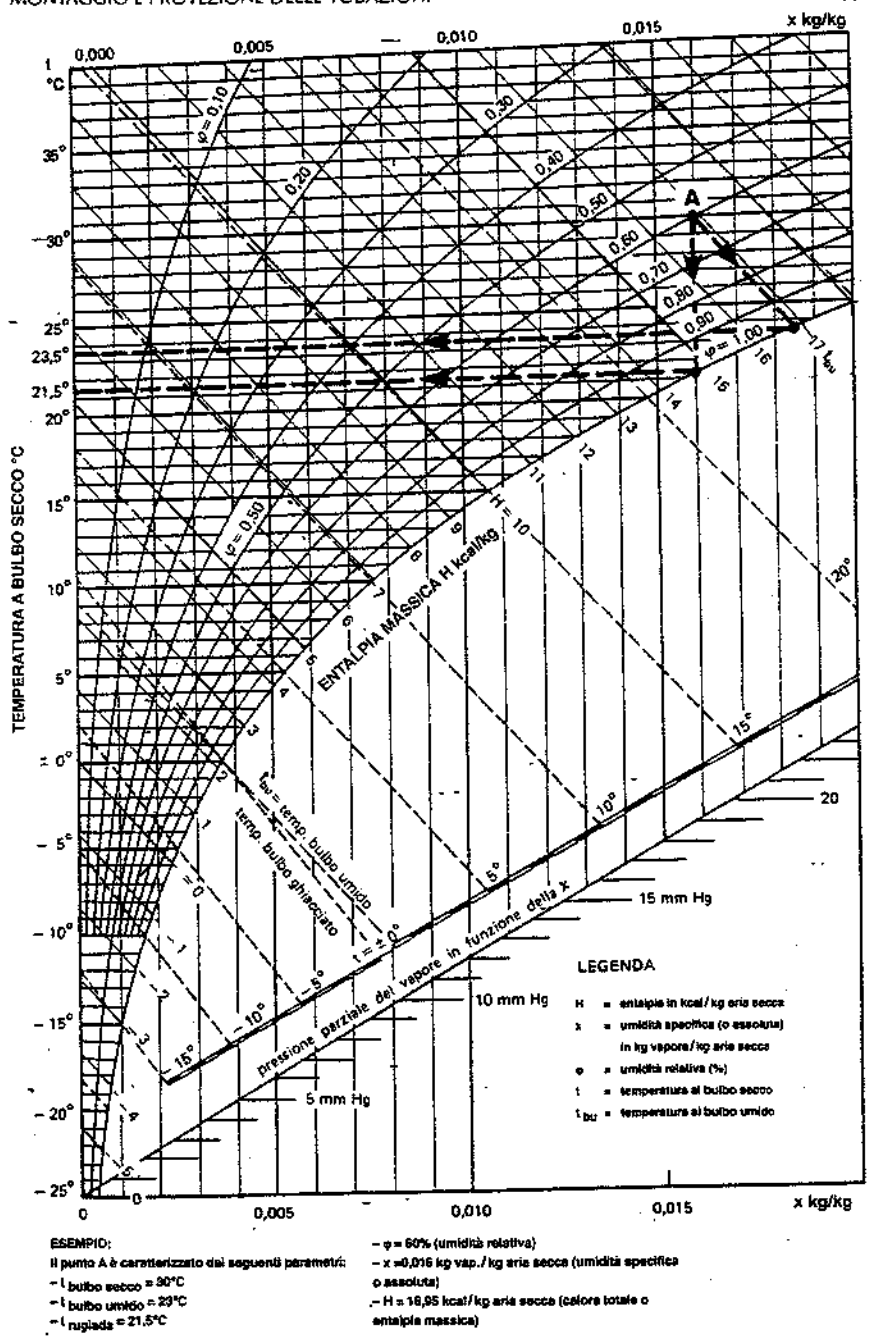


Fig. 33.24.b – Diagramma di Mollier per l'aria umida alla pressione atmosferica di 1 bar in unità di misura del Sistema Tecnico.

Raffreddando dell'aria umida fuori dal contatto di sorgenti di vapore, la pressione parziale del vapore della miscela rimane costante, ma diminuisce la sua temperatura. Il vapore si raffredda sino a raggiungere la temperatura del vapore saturo corrispondente alla sua pressione: a questo punto l'aria umida è satura.

La temperatura alla quale l'aria umida diventa satura è detta *temperatura di rugiada* o *punto di rugiada*.

Raffreddando ulteriormente l'aria al di sotto della temperatura di rugiada, si ottiene la condensazione del vapore.

Le grandezze fondamentali relative all'aria umida sono le seguenti (riferite a 1 kg di aria secca):

a) *temperatura al bulbo secco* t: temperatura segnata da un termometro normale posto nell'aria atmosferica;
b) *temperatura al bulbo umido* t_{bu}: temperatura segnata da un termometro con bulbo avvolto in una garza umida, posto nell'aria atmosferica (v. capitolo 48 § 13);
c) *temperatura di rugiada* t_{rug}: temperatura già definita;
d) *umidità specifica o assoluta* x: quantità di vapore, misurata in grammi o in chilogrammi, contenuta in 1 kg di aria secca (g vapore/kg aria secca oppure kg vapore/kg aria secca);
e) *umidità relativa* φ: rapporto, espresso in percentuale, tra l'umidità specifica effettiva dell'aria umida considerata e l'umidità specifica che l'aria umida avrebbe se fosse satura;
f) *entalpia* o *calore totale* H: è la somma, espressa in kJ/kg di aria secca, dei sottoindicati addendi:
   1) calore necessario per portare 1 kg di aria secca da 0°C e 101.325 Pa alla temperatura dell'aria umida t: 1kJ / (°C·kg)· t (1kJ/ °C·kg di aria secca è il calore specifico dell'aria);
   2) calore necessario per vaporizzare l'umidità assoluta x contenuta nell'aria umida supposta a 0°C: 2500·x [2500 kJ/kg di vapore a 0°C è il calore di vaporizzazione];
   3) calore necessario per surriscaldare l'umidità x da 0°C alla temperatura dell'aria umida t: 1,9·t· x [1,9kJ /°C·kg di vapore è il calore specifico del vapore surriscaldato];
   complessivamente, dunque: H = (1· t+2500 ·x +1,9 ·t·x) kJ/kg di aria secca;
g) *volume specifico* v: è il volume dell'aria umida contenente 1 kg di aria secca e x kg di vapore.

Sul diagramma di Mollier di fig. 33.24, le rette orizzontali collegano punti a temperatura costante, mentre le rette verticali passano per punti di umidità assoluta x costante; le rette oblique uniscono punti a entalpia H costante; le curve sono caratterizzate da umidità relativa φ costante.

Applichiamo ora al caso che qui ci interessa le nozioni sopra ricordate ed in particolare il principio secondo il quale mettendo a contatto l'aria umida (supposta costante la pressione atmosferica) con una superficie asciutta, a temperatura minore dell'aria, la miscela aria-vapore si raffredda. Al diminuire della temperatura della miscela, l'umidità assoluta rimane costante, mentre l'umidità relativa (misurata in %) aumenta. L'umidità assoluta rimane costante fino a quando l'umidità relativa è minore del 100% (fig. 33.24).

Continuando l'abbassamento di temperatura, l'umidità relativa raggiunge il 100% (punto di rugiada): a tale punto, basta un piccolo abbassamento di temperatura per provocare la condensazione del vapore, con conseguente diminuzione dell'umidità assoluta.

Tale fenomeno avviene sulla superficie di un tubo nudo (cioè non isolato termicamente) allorché è percorso da un fluido a temperatura minore del punto di rugiada dell'aria atmosferica che circonda il tubo. Quando la temperatura del fluido è inferiore a 0°C, l'eventuale rugiada formatasi si trasforma in brina. Riportiamo nella tab. 33.II i valori dei punti di rugiada (arrotondati al mezzo grado) di alcuni tipi di aria atmosferica. Come si può rilevare, il punto di rugiada sale:

- con l'aumentare della temperatura dell'aria, a parità di umidità relativa;
- con l'aumentare dell'umidità relativa, a parità di temperatura dell'aria.

Il punto di rugiada è quindi tanto più alto quanto più elevate sono la temperatura e l'umidità dell'aria, cioè in estate.

Tabella 33.II – Punti di rugiada di alcuni tipi di aria alla pressione atmosferica di 10^5 Pa.

Condizioni termoigrometriche della miscela aria + vapore		Punto di rugiada
Temperatura °C	Umidità relativa %	°C
0	60	−6
0	75	−3,5
0	90	−1,5
10	60	3
10	75	6
10	90	8,5
20	60	12
20	75	15,5
20	90	18,5
25	60	16,5
25	75	20
25	90	23,5
30	60	21,5
30	70	24
30	80	26
32	60	23,5
32	70	26
32	80	28,5
34	60	25
34	70	28
34	80	30,5

La formazione di rugiada sulla superficie esterna di una tubazione nuda, percorsa da un fluido freddo, può solo essere evitata, come già detto, isolando termicamente la tubazione, in modo da innalzare la temperatura superficiale della tubazione isolata al di sopra del punto di rugiada dell'aria atmosferica nella quale si trova la tubazione stessa. Lo spessore del rivestimento coibente si calcola nel modo sottoindicato. Siano:

r_e = raggio esterno del rivestimento (m);
r_i = raggio interno del rivestimento, pari al raggio esterno del tubo (m);
L = lunghezza della tubazione (m);
χ, h_i, h_e, t_i, t_e, t_a = grandezze fisiche già definite in precedenza.

Il calore entrante in una tubazione di lunghezza L è dato dalla (33.2), essendo $t_i < t_e$:

$$Q = \frac{2\pi (t_a - t_i)}{\frac{1}{h_i r_i} + \frac{1}{\chi} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e r_e}} \cdot L \qquad \text{(kcal/h o W)} \tag{33.15}$$

Nel caso di acqua fluente nella tubazione, il valore di h_i è dell'ordine di grandezza di 2500 kcal/h·m²·°C ovvero 3000 W/m²·°C, per cui il termine $1/h_i \cdot r_i$ è trascurabile.

Il calore Q può pure essere calcolato mediante la formula:

$$Q = h_e\, 2\,\pi\, r_e\, L\, (t_a - t_e) \qquad \text{(kcal/h o W)} \tag{33.16}$$

Il valore di h_e, per tubi in aria tranquilla, è dato, con sufficiente approssimazione, da:

(33.17) $h_e = 8,2 + 0,0073 \cdot t \cdot \sqrt[3]{t}$ (kcal/h·m²·°C)

ovvero:

(33.17 bis) $h'_e = 9,5 + 0,0085 \cdot t \cdot \sqrt[3]{t}$ (W/m²·°C)

ove t è la temperatura superficiale esterna del tubo isolato. Uguagliando la (33.15) con la (33.16), si ha:

(33.18) $$\frac{(t_a - t_i)}{\frac{1}{\chi} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e \cdot r_e}} = h_e \cdot r_e \cdot (t_a - t_e)$$ (kcal/h o W)

Nella (33.18) le incognite sono t_e, r_e. Fissato t_e, che deve essere maggiore della temperatura di rugiada dell'aria circostante la tubazione, si ricava per tentativi r_e, e quindi lo spessore $s = r_e - r_i$ del rivestimento coibente, capace di garantire una temperatura superficiale sul rivestimento stesso maggiore del punto di rugiada.

33.7. DILATAZIONI TERMICHE DELLE TUBAZIONI

Nel caso di trasporto di fluidi caldi, le tubazioni sono soggette a variazioni termiche che determinano allungamenti e contrazioni delle tubazioni stesse: tali dilatazioni dipendono dal coefficiente di dilatazione lineare del materiale costituente i tubi, dalla lunghezza dei tubi e dal salto di temperatura (11). Le tubazioni devono essere sottoposte a calcoli di verifica, al fine di stabilire se gli sforzi che si generano durante le dilatazioni possono deformare le tubazioni con pericoli di rottura oppure determinare spinte inammissibili sugli impianti ai quali le tubazioni sono collegate.

In pratica, si installano appositi *compensatori* (fig. 33.27) aventi la funzione di assorbire le dilatazioni delle tubazioni, determinate da variazioni di temperatura per causa del fluido trasportato e/o dell'ambiente.

(11) Senza soffermarci sulle diverse procedure che consentono di calcolare le sollecitazioni indotte nelle tubazioni dalle dilatazioni termiche, ricordiamo soltanto che:

- la dilatazione di una tubazione rettilinea libera ad un estremo e lunga L è data dalla:

$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta t$$

dove α, coefficiente di dilatazione termica, dipende dalla natura del materiale;

- lo sforzo di compressione a cui è soggetta una tubazione rigidamente ancorata ai due estremi vale:

$$\sigma_c = \alpha \cdot E \cdot \Delta t = F/S$$

dove F è la forza esercitata dalla tubazione e S la sezione di quest'ultima.

Il grafico di fig. 33.25 consente di valutare la dilatazione unitaria di tubi costituiti da materiali metallici diversi.

Lo spostamento dell'estremità di una tubazione non rettilinea, supposta fissa l'altra estremità (fig. 33.26), si può valutare graficamente: tale spostamento sta infatti sulla congiungente i due punti di estremità della tubazione e la sua entità è ancora data dalla $\Delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta t$, nella quale L misura la distanza (in linea retta) fra il punto fisso e l'estremità libera della tubazione. Allo spostamento dovuto alla dilatazione termica si devono sommare vettorialmente gli spostamenti dovuti a vibrazioni e sollecitazioni esterne.

Fra i vari tipi di compensatori adottati in pratica, citiamo i seguenti:

- *Compensatori a omega* od *a lira* (fig. 33.27): assorbono le dilatazioni assiali di tubazioni rettilinee. Possono essere installati su tubi di piccolo e grande diametro e con alte pressioni interne. Essi non richiedono manutenzione, ma presentano degli ingombri maggiori rispetto ai compensatori di seguito indicati e provocano perdite di carico non trascurabili. L'ingombro dei compensatori a omega può essere valutato con l'espressione empirica:

(33.19) $H = k \cdot \sqrt{f \cdot D}$

dove:

H = ingombro trasversale del compensatore;
k = costante;
f = freccia o deformazione assiale che può assorbire il compensatore;
D = diametro del tubo.

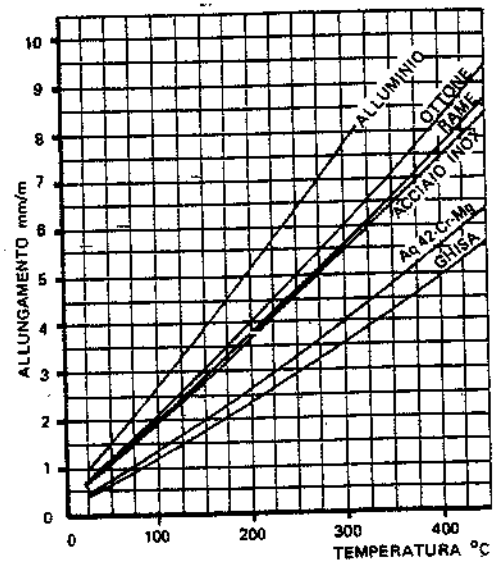


Fig. 33.25 – Coefficienti di dilatazione di alcuni materiali.

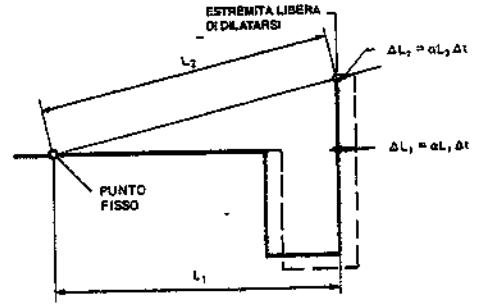


Fig. 33.26 – Determinazione grafica della dilatazione di una tubazione non rettilinea.

- *Compensatori assiali a soffietto* (33.28): sono costituiti da tronchi di tubi di acciaio legato (od inossidabile), aventi le pareti ondulate. La loro denominazione è dovuta alla modalità di funzionamento: essi sono in grado di assorbire esclusivamente le dilatazioni che avvengono lungo il loro asse longitudinale. Anche questi compensatori devono essere installati lungo i tratti rettilinei delle tubazioni, fra due punti fissi e con guide in corrispondenza degli attacchi, al fine di impedire degli spostamenti non assiali (trasversali). I compensatori a soffietto non richiedono manutenzione ed hanno ingombri e perdite di carico limitati. Le estremità sono a flangia o lisce (cioè da saldare).
- *Compensatori a snodo a soffietto* (fig. 33.29): sono costituiti, come gli assiali, da tronchi di tubo in acciaio legato (o inox) a pareti ondulate. Il loro funzionamento però è diverso da quelli assiali. Infatti, mentre i compensatori assiali sono in grado di deformarsi esclusivamente lungo l'asse longitudinale, i compensatori a

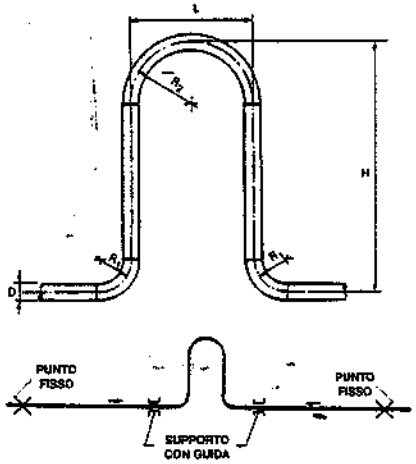


Fig. 33.27 – Compensatore a omega o a lira.

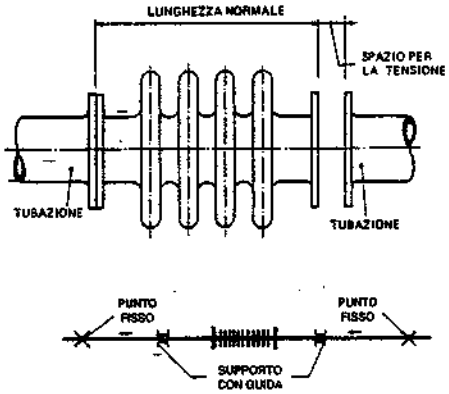


Fig. 33.28 – Compensatore assiale a soffietto.

snodo si deformano solo trasversalmente al loro asse longitudinale (12). Tali deformazioni trasversali avvengono grazie alla presenza di leve a snodo, che impediscono le deformazioni assiali. Gli angoli di rotazione delle leve a snodo variano in base al numero di onde dei soffietti dei compensatori. Le spinte indotte sugli eventuali punti fissi sono trascurabili.

I compensatori a omega, assiali ed a snodo sono generalmente montati con pretensione (o predeformazione) al fine di sfruttare al massimo le loro prestazioni. Pertanto, ogni compensatore deve essere installato con una deformazione contraria a quella che dovrà subire durante la dilatazione. Per esempio, se la dilatazione totale da assorbire è uguale a D, il compensatore deve essere montato con una predeformazione pari a D/2.

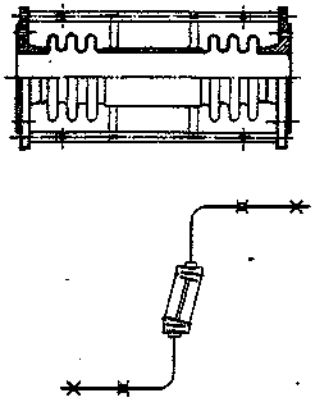


Fig. 33.29 – Compensatore a snodo.

(12) Conseguentemente, essi sono installati a 90° rispetto ai tratti rettilinei delle tubazioni interessate.

34. Fonti di approvvigionamento dell'acqua

34.1. MODALITÀ DI DERIVAZIONE

La disponibilità o meno dei quantitativi di acqua richiesti dalle utenze è determinante per la scelta della località in cui insediare un complesso industriale, sia pure nel quadro della programmazione regionale o nazionale; ragione per cui, prima di impiantare un nuovo stabilimento, si deve sempre affrontare il problema del rifornimento idrico.

In linea generale, le fonti di approvvigionamento dell'acqua sono le seguenti:
- acquedotti pubblici;
- acque superficiali (mare, fiumi, canali, laghi);
- falde sotterranee (freatiche e artesiane).

La scelta della fonte di alimentazione dipende da diversi fattori, variabili per ciascun stabilimento e per le varie località. Fra i più importanti ricordiamo: il fabbisogno di acqua e le caratteristiche chimico-fisiche ad essa eventualmente richieste dai processi tecnologici; la profondità delle falde sotterranee e la relativa ricchezza d'acqua (ammesso che l'acqua del sottosuolo sia utilizzabile per le esigenze dello stabilimento); la vicinanza di acquedotti, fiumi, laghi, mare, ecc.; il costo dell'acqua ottenuta da una delle fonti sopra citate.

Negli stabilimenti industriali si ricorre – ove possibile – a soluzioni miste, quali l'allacciamento all'acquedotto pubblico per l'acqua potabile e la costruzione di pozzi o la derivazione da fiumi, laghi, mare per l'acqua industriale.

Riteniamo opportuno evidenziare che, in Italia, la ricerca e l'utilizzazione delle acque sotterranee sono vincolate da numerose leggi, fra le quali citiamo le seguenti:
1) R.D. 11 dicembre 1933, n. 1775, "Approvazione del testo unico delle disposizioni di legge sulle acque e sugli impianti elettrici".
2) D.P.R. 3 agosto 1968 "Approvazione del piano regolatore generale degli acquedotti", la cui attuazione è regolata da 17 decreti del ministero dei lavori pubblici, datati 14 luglio 1969, per altrettante regioni a statuto ordinario (nelle regioni a statuto speciale il vincolo per le acque appartenenti al demanio regionale è disposto con provvedimento dei competenti organi regionali).

3) D.P.R. 15 gennaio 1972, n. 8, con il quale alcune competenze in materia di uso delle acque sono state delegate alle regioni a statuto ordinario.
4) D.P.R. 24 luglio 1977, n. 616 (artt. 90 e 91), che – precisate le funzioni riservate allo stato – delega alle regioni le funzioni relative alla tutela, disciplina e utilizzazione delle risorse idriche.
5) Legge 18 maggio 1989, n. 183, "Norme per il riassetto organizzativo e funzionale della difesa del suolo", la quale ripartisce il territorio nazionale in bacini idrografici aventi come obiettivo, per quanto concerne il comparto acqua, la razionale utilizzazione delle risorse idriche superficiali e profonde (1).
6) D.Lgs. 12 luglio 1993, n. 275, "Riordino in materia di concessione di acque pubbliche": introduce una distinzione fra grandi e piccole derivazioni di acqua; e precisamente – per quanto qui interessa – se l'acqua è destinata ad usi potabili oppure a utenze industriali oppure è prelevata per costituire scorte antincendio, la derivazione è considerata *grande* quando eccede i 100 l/s. I concessionari delle derivazioni di acqua devono installare e mantenere in regolare stato di funzionamento idonei dispositivi per la misurazione delle portate prelevate. Viene inoltre introdotto il principio secondo il quale l'utilizzo di acque prelevate da sorgenti o da falde può essere consentito per usi diversi da quello potabile soltanto nei casi di ampia disponibilità di tale risorsa o di accertata carenza di fonti alternative di approvvigionamento.
7) Legge 5 gennaio 1994, n. 36, "Disposizioni in materia di risorse idriche": precisa che "tutte le acque superficiali e sotterranee sono pubbliche ed il loro uso per il consumo umano è prioritario rispetto agli altri usi. Questi ultimi sono ammessi quando la risorsa è sufficiente ed a condizione che non ledano la qualità dell'acqua per il consumo umano". Le regioni, inoltre, sono tenute ad adottare programmi per il risparmio idrico ("prevedendo incentivi ed agevolazioni alle imprese che si dotino di impianti di riuso e di riciclo ovvero utilizzino acque reflue trattate"), nonché per realizzare acquedotti a uso industriale (2).
   Le concessioni di derivazioni ad uso industriale hanno durate non superiori a 15 anni e possono essere condizionate alla attuazione di risparmio idrico mediante il riciclo o il riuso dell'acqua, tenuto conto delle migliori tecnologie applicabili al caso specifico.
   La legge, inoltre, introduce i concetti di bacini idrografici ottimali e di gestione del ciclo integrale delle acque (distribuzione, risparmio, riuso, depurazione e fognatura) ed indica il canone per le acque pubbliche prelevate per usi industriali; tale canone è ridotto del 50% se viene attuato un riuso delle acque a ciclo chiuso (reimpiegando le acque risultanti a valle del processo produttivo) o se si restituiscono le acque di scarico con le medesime caratteristiche qualitative di quelle prelevate.
   Qualora l'acqua sia utilizzata solo per servizi igienici e antincendio relativi alle industrie, il corrispettivo è di 1,5 milioni di lire per ogni modulo.

(1) Molte regioni, a loro volta, hanno subdelegato alle province le autorizzazioni per la ricerca e le concessioni per l'estrazione e l'utilizzazione delle acque sotterranee destinate ad usi diversi da quelli domestici.

(2) A titolo di esempio, citiamo la legge regionale 12 aprile 1994, n. 4, con la quale la regione Piemonte ha disciplinato le utilizzazioni delle acque sorgive, di falda freatica e di falda in pressione, riservando l'uso di queste ultime a fini potabili e consentendolo per impieghi diversi solo in forma precaria, in carenza di acque superficiali e di falda freatica.

Infine, l'utilizzo dell'acqua per usi potabili è regolato dalle seguenti norme:
- D.P.R. 3 luglio 1982, n. 515, "Attuazione della direttiva CE n. 75/440 concernente la qualità delle acque superficiali destinate alla produzione di acqua potabile";
- D.P.R. 24 maggio 1988, n. 236, "Attuazione della direttiva CE n. 80/778 concernente la qualità delle acque destinate al consumo umano".

Derivazione da acquedotto

Per la derivazione dell'acqua da un acquedotto pubblico, occorre prevedere un allacciamento del tipo schematizzato nella fig. 34.1. La società che gestisce l'acquedotto provvede ad installare una saracinesca dentro un pozzetto esterno al recinto dello stabilimento, regolandola e piombandola in relazione alla portata e pressione richieste. In un pozzetto interno alla recinzione viene sistemato, fra due saracinesche, un contatore del tipo a mulinello (per portate superiori a circa 5 m^3/h) o del tipo a turbina (per portate inferiori): la fig. 34.2 riporta gli schemi di tali contatori. Quando il contatore deve essere controllato o sostituito (ad esempio perché avariato), si apre temporaneamente la saracinesca (che di solito è piombata) installata sul *by-pass*; tale saracinesca viene richiusa una volta ripristinato il contatore. Sono disponibili contatori a mulinello che consentono di fare a meno della tubazione di by-pass (e relativa saracinesca) in quanto hanno un coperchio estraibile per la revisione del gruppo misuratore, senza necessità di rimuovere il corpo del contatore. Per consentire l'afflusso dell'acqua anche durante la revisione del gruppo misuratore, il coperchio estraibile viene provvisoriamente sostituito con una apposita flangia cieca.

Derivazione da acque superficiali

Il prelievo di acqua dal *mare* avviene in genere mediante una o più condotte che si protendono ad opportuna distanza dalla riva ed una stazione di pompaggio situata sulla terraferma (fig. 34.3). L'acqua, convogliata entro tubazioni di cemento armato o di acciaio rivestite internamente ed esternamente in conglomerato cementizio, giunge, attraverso griglie fisse e rotanti, ad una vasca di accumulo. Di qui, le pompe la prelevano e la inviano alle utenze oppure all'impianto di dissalazione. In entrambi i casi, l'acqua viene clorata, per impedire la crescita di alghe e mitili sulle pareti dei manufatti.

I prelievi di acqua dai *laghi* sono affidati a opere di presa disposte a distanze dal fondo tali che non si abbiano:
- richiami apprezzabili di vegetazione o torbidità;
- escursioni notevoli della temperatura.

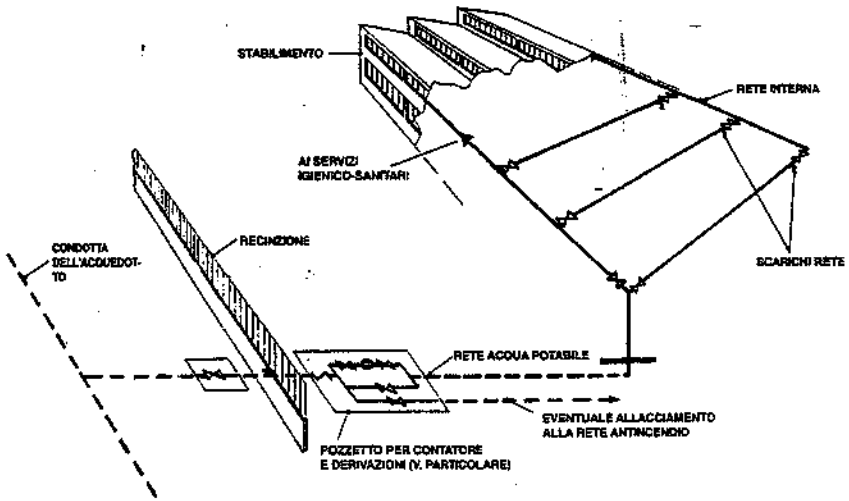
Sovente, l'opera di presa è dotata di aperture disposte ad altezze diverse e regolabili, in previsione di escursioni del livello d'acqua.

Per l'attingimento da *acque dolci superficiali* (quali fiumi e canali) si prospettano due casi fondamentali:

caso a): il livello dell'acqua in corrispondenza delle derivazioni rimane all'incirca costante nel tempo (ad esempio, canale a regime regolato);

caso b): il livello subisce variazioni notevoli (ad esempio, da una stagione all'altra).

Nel primo caso, il prelievo dell'acqua avviene mediante un canale di derivazione ed una paratoia di regolazione della portata.



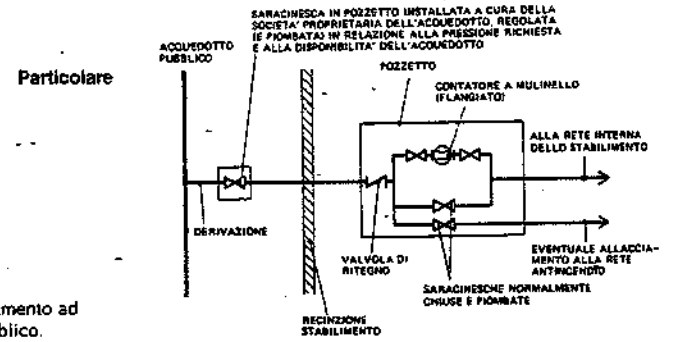


Fig. 34.1 – Allacciamento ad un acquedotto pubblico.

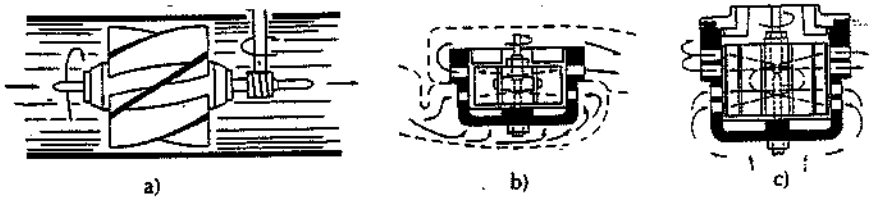
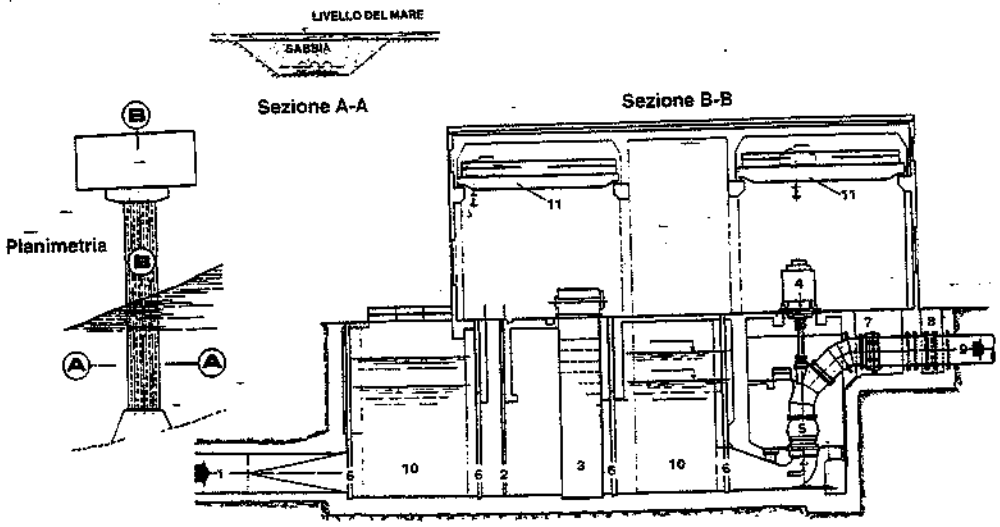


Fig. 34.2 – Contatori per acqua fredda: a) a mulinello, per diametri di 50÷500 mm; b) a turbina, per diametri ≤50 mm; c) a turbina, per diametri di 80÷150 mm.



1 – Tubazione di adduzione – 2. Griglia fissa – 3. Griglia rotante – 4. Motore elettrico pompa – 5. Pompa – 6. Paratoia – 7. Valvola a farfalla – 8. Giunto di espansione – 9. Tubazione di mandata – 10. Vasca di accumulo – 11. Carroponte.

Fig. 34.3 – Opera di presa e stazione di pompaggio di acqua marina.

Nel secondo caso, oltre al canale ed alla paratoia, si realizza anche una diga (a valle della derivazione), avente lo scopo di assicurare una certa costanza di livello in corrispondenza del punto di presa (fig. 34.4). Tale diga può essere realizzata con o senza paratoie mobili (piane, verticali, sollevabili con argano a mano o a motore, oppure a settori circolari).

La fig. 34.4 illustra un esempio di derivazione di acqua da un fiume; sono visibili:
- lo sbarramento sul fiume;
- la paratoia (fissa o mobile);
- il canale di derivazione, la cui prima parte ha una sezione maggiore per facilitare il deposito dei materiali solidi sospesi nell'acqua (ghiaia, sabbia, ecc.);
- uno sfioratore, per scaricare a valle della diga i "surplus" di acqua derivata;
- uno scarico di fondo per la pulizia del primo tratto del canale di derivazione (anche tale scarico si ricollega al fiume a valle della diga).

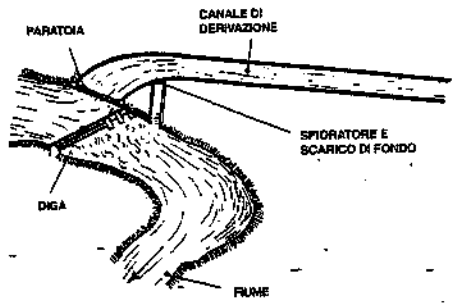


Fig. 34.4 – Opere di presa da un corso d'acqua.

Il canale è generalmente realizzato in cemento armato e può avere forma rettangolare o trapezia, raramente semicircolare.

Fra le numerose formule utilizzate in pratica per definire la sezione e la pendenza dei canali, ricordiamo quella di Chezy:

$$V = \chi \cdot \sqrt{R \cdot i} \tag{34.1}$$

dove:

V = velocità media (m/s);

R = raggio medio della sezione (in metri), rapporto fra l'area della sezione liquida (di qualsiasi forma) ed il contorno bagnato (3);

i = pendenza del fondo del canale (in metri/metro di lunghezza del canale);

χ = coefficiente che dipende dalle condizioni di scabrezza delle pareti e dal raggio medio; fra le diverse espressioni proposte per il coefficiente χ, riportiamo quella di Kutter:

$$\chi = \frac{100\sqrt{R}}{m + \sqrt{R}} \tag{34.2}$$

La tab. 34.I fornisce i valori di m per alcune categorie di pareti, nonché i valori di χ in funzione di tali valori di m e per alcuni valori di R.

Sovente è nota la portata Q (in m^3/s) che si deve derivare; si fissa la velocità V dell'acqua nel canale in modo da ottemperare alle seguenti esigenze contrapposte: che non sia così bassa da consentire il deposito delle sostanze solide sospese nell'acqua e non sia così elevata da provocare erosioni sul fondo e sulle pareti; sovente si assume V = 0,4÷1,2 m/s nel caso di canali con pareti e fondo in cemento, calcestruzzo, muratura di pietrame, roccia; per canali scavati in terreni sciolti (sabbie e terre leggere) la velocità media non dovrebbe superare 0,3 m/s; in terreni compatti (argille, terre forti) 0,6 m/s; in terreni ghiaiosi si può arrivare a 0,9 m/s.

La presenza di sostanze solide in sospensione vincola il limite inferiore della velocità (per evitare depositi): per tale motivo, non si dovrebbe scendere sotto 0,25 m/s con acque fangose e sotto 0,5 m/s per acque sabbiose.

Nota V, si ricava l'area della sezione liquida A = Q/V e si impone che tale sezione offra la minima resistenza al moto del liquido e cioè che, a parità di area, presenti il minimo valore del contorno bagnato: questa condizione è soddisfatta dalla forma circolare o semicircolare meglio che da ogni altra sezione. Però, poiché la forma circolare non risulta di pratica realizzazione, il più delle volte si deve ripiegare su canali a sezione rettangolare; in tale caso, la sezione di minima resistenza ha larghezza doppia dell'altezza: è pertanto possibile calcolare i due lati della sezione bagnata e quindi anche il relativo raggio medio R. Ricavato χ dalla (34.2) o dalla tab. 34.I, si determina la pendenza da assegnare al canale.

(3) Nei tubi circolari a sezione piena, R = D/4, dove D è il diametro interno del tubo. Nelle sezioni rettangolari R = ab/(a+2b), dove a è la base e b l'altezza della sezione liquida. Come è noto, nel caso di tubi o condotte circolari completamente piene d'acqua, dalla (34.1) si ottiene:

$$i = \beta \frac{Q^2}{D^5}$$

dove:

D è il diametro interno della condotta (m);

β è un coefficiente ancora funzione del diametro e della scabrezza delle pareti della condotta.

Tabella 34.I - Valori dei coefficienti m e $\chi = \dfrac{100 \cdot \sqrt{R}}{m + \sqrt{R}}$

Forma della sezione	Natura delle pareti e del fondo	m	Valori di χ per R uguale a metri: 0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
Semicircolare	Cemento lisciato con molta cura e mantenuto liscio	0,12	72,5	73,2	74,0	74,7	75,5	76,3	76,8	77,3	77,8	78,3	78,8	80,4	82,0	83,0	84,0	84,6	85,5	86,0	86,8	87,0	87,5	87,9	88,2	88,5	88,8	89,0	89,3
Semicircolare	Cemento come sopra	0,15	67,8	68,6	69,5	70,3	71,2	72,0	72,5	73,2	73,7	74,3	74,9	76,7	78,5	79,7	80,8	81,7	82,5	83,2	83,8	84,3	84,8	85,2	85,6	86,0	86,4	86,7	87,0
Rettangolare	Tavole di legno piallate	0,20	61,2	62,1	63,1	64,0	65,0	65,9	66,5	67,1	67,8	68,4	69,0	71,1	73,2	74,6	76,0	77,0	77,8	78,7	79,5	80,1	80,7	81,2	81,7	82,2	82,6	83,0	83,3
Rettangolare	Tavole di legno grezze; in muratura lapidee con muri a pietre squadrate	0,25	55,8	57,0	58,0	59,1	60,0	60,8	61,5	62,2	63,0	63,6	64,1	66,7	68,7	70,4	71,6	72,8	73,9	74,8	75,5	76,4	77,0	77,7	78,1	78,8	79,2	79,5	80,0
Rettangolare	Muratura ordinaria, costruzione accurata (*1)	0,35	47,5	48,5	49,5	50,5	51,5	52,5	53,2	53,9	54,7	55,3	56,1	58,8	61,0	62,7	64,4	65,7	66,9	67,9	68,9	69,7	70,8	71,2	71,9	72,5	73,0	73,5	74,0
Rettangolare	Muratura di pietrame ordinario non intonacato	0,46	41,3	42,3	43,3	44,3	45,2	46,2	46,9	47,6	48,3	49,1	49,8	52,3	54,9	56,7	58,4	59,8	61,1	62,2	63,3	64,2	65,1	65,9	66,5	67,2	67,8	68,4	69,0
Rettangolare	Calcestruzzo grezzo o pietrame ordinario, in cattive condizioni di manutenzione	0,55	36,4	37,6	38,6	39,6	40,5	41,3	42,1	42,8	43,5	44,2	44,8	47,8	49,9	51,8	53,4	54,9	56,2	57,4	58,5	59,4	60,3	61,2	61,9	62,6	63,3	63,9	64,5
Rettangolare	Copertine poco accurate o manutenzione deficiente; fondo coperto di limo	0,75	29,6	30,7	31,6	32,5	33,4	34,0	34,8	35,4	36,1	36,7	37,3	40,0	42,2	44,1	45,7	47,2	48,5	49,7	50,8	51,8	52,7	53,6	54,4	55,1	55,8	56,5	57,2
Rettangolare	Murature in abbozzo; fango sul fondo	1,00	24,00	24,9	25,70	26,50	27,20	27,90	28,57	29,40	29,8	30,57	30,8	33,3	35,4	37,2	38,7	40,2	41,4	42,6	43,7	44,6	45,5	46,4	47,2	47,9	48,7	49,3	50,0
Trapezia	Scavati in roccia, grossolanamente spianata, con dimensioni irregolari (<1,5 m); canali in terra con sezione regolare, cave emesse, mancanza di vegetazione	1,25	20,20	21,00	21,70	22,4	23,0	23,6	24,2	24,8	25,3	25,8	26,3	28,8	30,9	32,2	33,8	34,9	36,1	37,1	38,3	39,2	40,1	40,9	41,7	42,4	43,2	43,8	44,4
Trapezia	Canali in terre in cattive condizioni di manutenzione, con vegetazione oppure con ghiaia grossa sul fondo	1,75	15,30	15,94	16,50	17,09	17,60	18,1	18,6	19,05	19,50	19,95	20,35	22,2	23,85	25,30	26,5	27,7	28,8	29,8	30,7	31,5	32,4	33,1	33,8	34,5	35,2	35,8	36,4
Trapezia	Canali in terre in pieno abbandono	2,50												18,67	17,98	19,14	20,20	21,16	22,00	22,9	23,7	24,4	25,1	25,7	26,3	26,8	27,6	28,0	28,6

(*1) Curve piuttosto ampie, acque non molto limpide, qualche deposito di limo.

In altri casi, sono note la portata e la pendenza del canale e si deve calcolare la sezione di quest'ultimo. Si assume una dimensione (altezza d'acqua sul fondo) oppure – per i canali rettangolari – si fissa il rapporto fra lunghezza del canale e altezza dell'acqua; è così possibile ricavare R, A, χ e verificare se il canale prescelto può smaltire la portata Q con la pendenza i, mediante la $Q = AV$. In caso contrario, si modifica il dimensionamento preliminare del canale fino a soddisfare i dati del problema.

Captazione da falde freatiche

Le falde freatiche sono costituite, com'è noto, da acque sotterranee a pelo libero, appoggiate su strati impermeabili. Per il prelievo dell'acqua da falde freatiche di poca profondità si ricorre ai pozzi tradizionali (a gola) con pareti in cemento. Nel caso di falde più profonde si ricorre invece a pozzi trivellati dei tipi citati nel § 34.2. La captazione dell'acqua dalle falde freatiche viene fatta per pompaggio.

Captazione da falde artesiane

Le falde artesiane sono costituite da acque sotterranee in pressione (in quanto incassate fra strati impermeabili): la captazione di acqua da tali falde avviene mediante pozzi dei tipi di seguito descritti.

L'acqua della falda può avere una pressione tale da non richiedere alcun pompaggio per il suo prelievo; quando invece, come avviene nella maggior parte dei casi, la pressione non è tale da far giungere l'acqua sopra la bocca del pozzo, si deve prevedere un impianto di pompaggio, analogo a quello per la captazione di acque da falde freatiche.

Nel paragrafo seguente esamineremo le caratteristiche e le modalità costruttive dei tipi di pozzo più frequentemente realizzati per la captazione di acque sotterranee per usi pubblici o industriali.

34.2. POZZI

In generale, la perforazione di un pozzo comporta l'esecuzione di due operazioni:

1) frantumazione del terreno mediante un utensile;
2) asportazione dei detriti prodotti. Quest'ultima operazione può essere di tipo discontinuo (*perforazioni a secco*) o continuo (*perforazioni a umido*).

1. PERFORAZIONI A SECCO

Pozzi Norton

Dai pozzi tradizionali, scavati a mano, aventi diametro interno minimo di 80 cm e profondità massima di circa 1 m sotto il livello della falda freatica, si è passati ai *pozzi Norton*, realizzati con tubi di acciaio muniti di puntazza, introdotti nel terreno a colpi di maglio. I tubi sono forati, per consentire il passaggio dell'acqua, ed hanno un diametro di 50÷100 mm. Raggiunta la falda acquifera, l'emungimento dell'acqua è ottenuto installando superiormente una pompa aspirante oppure mediante pompe

centrifughe ad asse orizzontale sistemate in prossimità del livello delle acque freatiche (al fine di ridurre l'altezza di aspirazione). Dato il sistema di introduzione delle condotte finestrate nel suolo, la profondità di tali pozzi supera raramente i 10 m. In conseguenza del continuo abbassarsi del livello delle falde acquifere e, quindi, della maggior difficoltà di aspirare l'acqua con normali pompe centrifughe, alcuni costruttori hanno approntato macchine che permettono di costruire pozzi Norton aventi diametri di 200 mm; in tali pozzi, la cui profondità può raggiungere 25÷30 m, è possibile installare pompe del tipo cosiddetto sommerso (v. § 34.3).

Pozzi a percussione

Un primo radicale miglioramento si è ottenuto con i *pozzi a percussione*, resi possibili dalla perfezionata tecnica di perforazione del terreno. Tali pozzi vengono realizzati con tubi di manovra di diametri via via decrescenti, introdotti nel terreno fino alla profondità delle falde acquifere, asportando il materiale dal loro interno mediante sonde od utensili a rotazione. All'interno dei tubi infissi nel terreno viene introdotta la colonna costituente il pozzo (4), cieca in corrispondenza delle formazioni prive di acqua e finestrata in corrispondenza delle falde acquifere, di diametro immediatamente inferiore a quello della più piccola colonna di trivellazione. Quindi, le colonne di manovra vengono estratte e, dopo un periodo di "spurgo" più o meno lungo, il pozzo è pronto a funzionare (fig. 34.5). Il diametro interno dei pozzi a percussione varia, in genere, da 200 a 700 mm (supera talvolta il metro nella parte iniziale del pozzo), mentre la profondità può raggiungere alcune centinaia di metri. Se l'avanzamento dei tubi di manovra è ottenuto imprimendo loro anche un movimento rotatorio, si

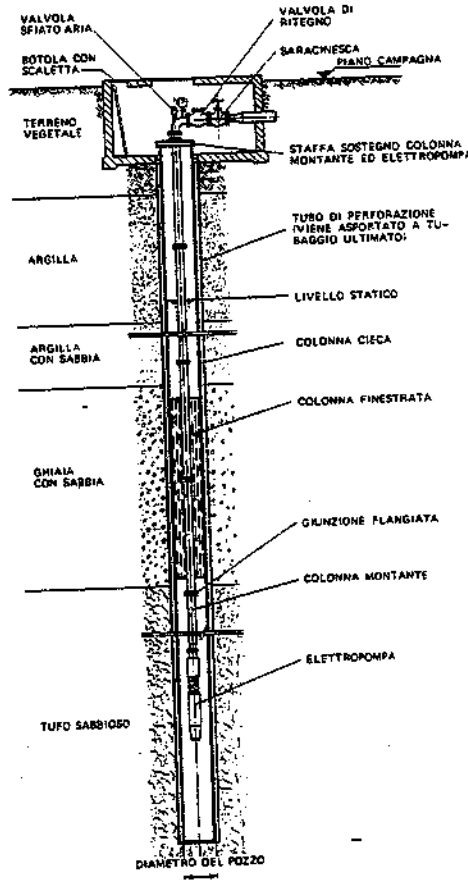


Fig. 34.5 – Pozzo a percussione con elettropompa sommersa installata nell'interno.

(4) L'introduzione nel terreno delle colonne costituenti il pozzo prende comunemente il nome di "tubaggio".

possono scavare pozzi di diametro e profondità ancora maggiori.

La captazione dell'acqua viene di solito effettuata mediante elettropompe sommerse.

Pozzi a percussione con finestratura in opera

Un altro sistema di perforazione a secco è quello che prevede l'infissione diretta nel terreno della colonna di rivestimento e la sua successiva finestratura in opera, in corrispondenza delle falde acquifere. In questo caso, gli stessi tubi di manovra costituiscono la colonna montante definitiva del pozzo: infatti, una volta introdotti i tubi (con un sistema di infissione a pressione costituito da martinetti idraulici ancorati nel terreno) si libera l'interno dal materiale contenuto; quindi si introduce un tagliatubi meccanico o idraulico che – mediante punzonatura – esegue, in corrispondenza delle falde acquifere, finestrature di forma e dimensioni adatte, in relazione alle caratteristiche del materiale presente nelle falde stesse.

Come è facile comprendere, tale tipo di trivellazione arreca il minimo disturbo alle formazioni attraversate, limita notevolmente il pericolo di franamenti (che negli altri sistemi di trivellazione a secco si manifesta soprattutto all'atto del recupero dei tubi di manovra) e consente di escludere con facilità le falde acquifere che non interessano.

Per contro, il sistema in esame non presenta i vantaggi connessi all'esistenza del manto drenante di ghiaietto siliceo che, in altri tipi di pozzi, viene introdotto attorno alla colonna montante definitiva: sotto tale punto di vista, il sistema risulta sconsigliabile nel caso di falde acquifere molto sabbiose.

Le profondità massime che si possono raggiungere con i pozzi a percussione e finestratura in opera, sono dell'ordine di 500÷600 m (impiegando colonne montanti di diametri variabili, e quindi con tubaggio definito "a telescopio").

Pozzi a drenaggio artificiale

Se il terreno è sabbioso, la colonna filtrante dei pozzi a percussione, costituita – come si è detto – da un tubo finestrato a contatto diretto con le formazioni attraversate, può facilmente intasarsi, riducendo, anche sensibilmente, la resa del pozzo. L'adozione di reti metalliche attorno alla colonna finestrata serve soltanto a ritardare il progressivo intasamento. Pertanto, nel caso di terreni sabbiosi (nei quali cioè non può avvenire un drenaggio naturale dell'acqua intorno alla colonna finestrata) e quando siano richieste portate d'acqua elevate, conviene ricorrere ai cosiddetti *pozzi a drenaggio artificiale*. Questi (fig. 34.6) sono realizzati affondando nel terreno tubi di manovra aventi – oltre certe profondità – diametri decrescenti: quando il diametro dei tubi di manovra supera i 600-700 mm (si arriva fino a diametri di 1500 mm), si imprime agli stessi, oltre al moto in senso assiale, anche un movimento rotatorio alternato, generalmente ottenuto a mezzo di martinetti idraulici; l'asportazione del materiale dall'interno dei tubi di manovra è di solito effettuata con sonde o con benne, a seconda della natura dei terreni attraversati. Successivamente, si infila la colonna costituente il pozzo (finestrata in corrispondenza delle falde idriche), coassiale con il foro: tra tale colonna ed i tubi di manovra si introduce del ghiaietto siliceo che assicura un vero e proprio drenaggio artificiale dell'acqua (di qui il nome del pozzo). L'interspazio fra i tubi di manovra e la colonna del pozzo non dovrebbe risultare minore di 150 mm: la misura effettiva viene scelta di volta in volta in base alle caratteristiche ed alla

granulometria del materiale costituente le falde idriche.

Particolare importanza riveste la scelta della granulometria del ghiaietto siliceo, nonché la sua posa in opera: il ghiaietto viene immesso nell'intercapedine colonna-perforo, via via che si procede al recupero dei tubi di manovra (tale recupero si ottiene imprimendo ai tubi un movimento rotatorio alternato, a mezzo di martinetti idraulici).

In questi pozzi la colonna finestrata ha il solo scopo di trattenere il ghiaietto siliceo (che è il vero filtro): è così possibile adottare colonne con finestrature relativamente grandi, realizzando basse velocità dell'acqua e perciò minori perdite di carico e minori pericoli di intasamenti. In tali condizioni, il diametro effettivo del pozzo coincide con quello esterno al dreno artificiale: in genere, si adottano diametri di perforazione variabili da 1 m a 1,50 m. Si possono raggiungere profondità massime di 200÷300 m. Per la captazione dell'acqua si impiegano, in genere, elettropompe sommerse.

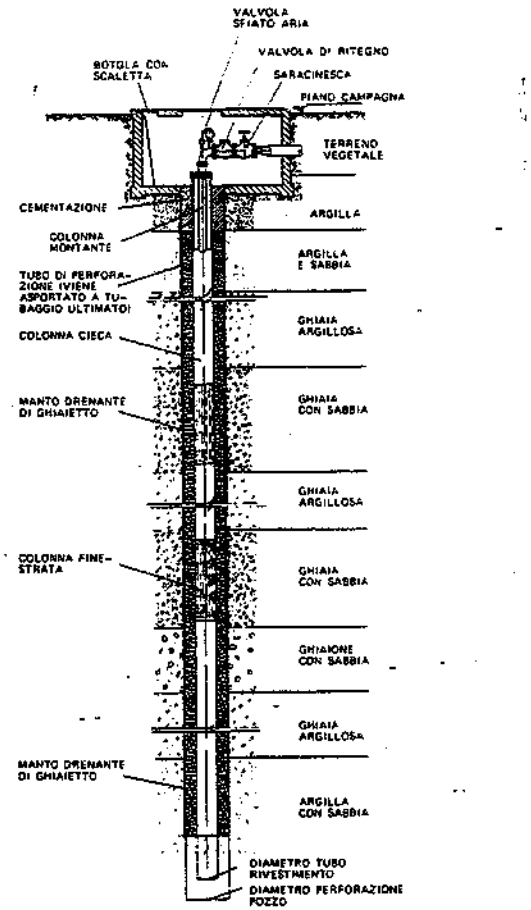
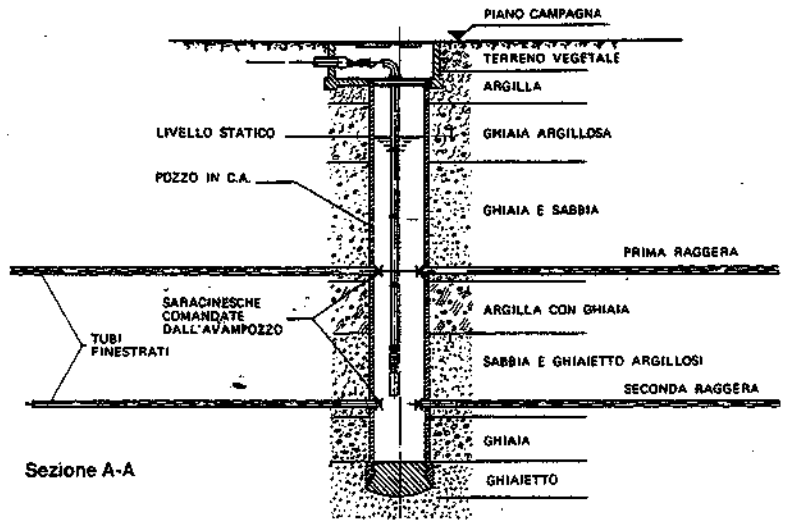


Fig. 34.6 – Pozzo a drenaggio artificiale.

Pozzi a raggere

Quando è disponibile una falda ricca di acqua e non molto profonda, si può ricorrere a *pozzi a raggere* orizzontali (fig. 34.7). Questi consistono in una serie di tubazioni filtranti orizzontali (installate in corrispondenza della falda acquifera) che convergono ad un pozzo in cemento armato, in cui sono sistemate pompe del tipo sommerso o ad asse verticale. Si installano fino a 8÷12 tubi filtranti dipartentisi a raggera dal pozzo collettore, eventualmente su più piani. I tubi finestrati, costruiti in acciaio zincato, acciaio inossidabile, ottone o plastica (a seconda della natura del terreno), raggiungono lunghezze di alcune decine di metri: sono stati realizzati pozzi con una lunghezza totale di tubi finestrati superiore al chilometro. Le perforazioni orizzontali vengono eseguite con tubi di manovra spinti nel terreno con presse idrauliche; successivamente, si introducono nel perforo i tubi finestrati, mentre i tubi di manovra sono recuperati. Una volta messi in opera i tubi finestrati, occorre naturalmente "spurgare" al fine di



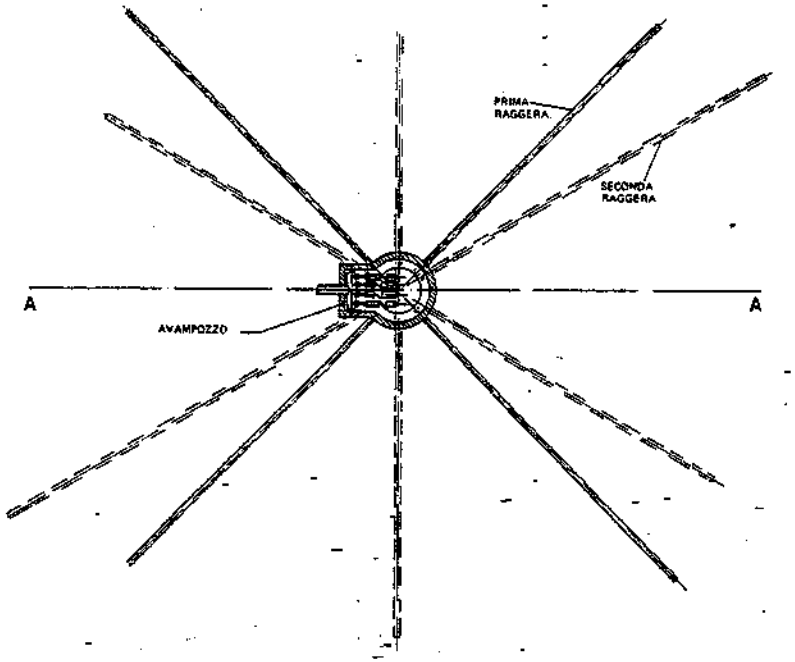


Fig. 34.7 – Pozzo a raggere.

creare attorno ad essi un drenaggio naturale, analogamente a quanto si fa per i pozzi verticali a percussione.

Nei terreni soggetti a movimenti, i tubi finestrati orizzontali sono uniti da giunti a snodo opportunamente intervallati. I pozzi a raggere raggiungono profondità massime di 30÷35 m sotto il livello statico della falda acquifera, stante l'impossibilità di assicurare a profondità maggiori la tenuta dell'acqua durante l'esecuzione delle raggere (affidata a uomini che operano al fondo del pozzo collettore).

Il diametro dei tubi finestrati orizzontali è di circa 200 mm, mentre il pozzo collettore viene sovente costruito di diametro compreso fra i 3 ed i 4 m.

L'acqua della falda penetra nei tubi orizzontali finestrati che terminano con saracinesche comandate dalla sommità del pozzo tramite aste di manovra: in tal modo, chiudendo dall'alto tutte le saracinesche dei "raggi", risulta possibile svuotare il pozzo collettore ed accedere al suo fondo.

II. PERFORAZIONI A UMIDO

a) A rotazione e a circolazione diretta (fig. 34.8)

La perforazione del terreno è effettuata mediante un utensile che avanza come una punta di trapano frantumando il materiale costituente le formazioni attraversate; i detriti che si formano vengono trasportati al piano campagna da una corrente di acqua fangosa immessa dall'alto, sotto pressione, attraverso l'asta cava che trasmette il movimento di rotazione dalla perforatrice all'utensile (la tubazione portante l'utensile prende il nome di asta di perforazione); l'acqua con i detriti risale poi alla superficie attraverso l'intercapedine compresa fra il tubo porta-utensile e la sezione di scavo.

L'impiego di acqua fangosa oppure di acqua contenente bentonite o prodotti analoghi si rende necessario per aumentare la viscosità ed il peso specifico del fluido: in tale modo, si riesce a contenere l'acqua delle falde attraversate e ad assicurare la stabilità delle pareti del pozzo. Infatti, il fango dà luogo, sulle pareti del perforo, ad una specie di intonaco che sostituisce i tubi di manovra impiegati per le trivellazioni a secco (con conseguente risparmio di lavoro e di tubi) e consente di eseguire fori di diametro fino a 500÷600 mm con elevate velocità di avanzamento.

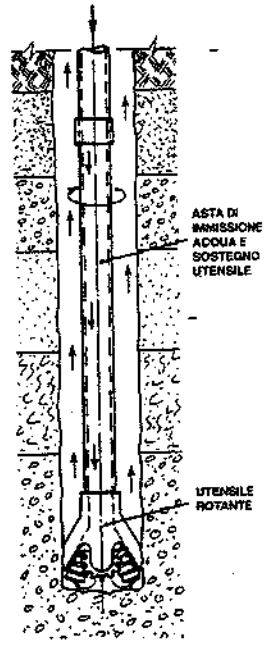


Fig. 34.8 – Modalità di perforazione con il sistema a rotazione e a circolazione diretta.

Le formazioni e le falde acquifere vengono in tal modo "sorprese" dalla perforazione e fermate, prima che si manifestino cedimenti o alterazioni, con la successiva introduzione delle tubazioni metalliche costituenti il pozzo vero e proprio, in parte cieche ed in parte finestrate (in corrispondenza delle falde). Fra tali tubazioni e la parete della perforazione si introduce ghiaietto siliceo.

Il sistema di perforazione con circolazione diretta, se può ritenersi perfettamente idoneo per le perforazioni petrolifere, dal punto di vista della ricerca di acqua presenta alcuni inconvenienti e cioè:

- il rilevamento stratigrafico dei terreni attraversati risulta assai impreciso, dal momento che i detriti prodotti dall'utensile risalgono al piano campagna mescolati al fango di circolazione;
- l'impiego di fango, bentonite e simili può diminuire la permeabilità delle falde acquifere (il che, in definitiva, significa minor resa in acqua del pozzo);
- se il diametro del pozzo è grande, la velocità di risalita del fluido messo in circolazione può risultare tanto bassa da non essere più in grado di trascinare in superficie i detriti (a meno di impiegare pompe di circolazione di grande potenza, il che però non è sempre accettabile dal punto di vista economico).

Tali inconvenienti spiegano la maggior diffusione che il sistema a circolazione inversa registra nel campo delle trivellazioni idriche.

b) A rotazione e a circolazione inversa (fig. 34.9)

L'utensile avanza ancora ruotando insieme alla tubazione che lo sostiene. Il fluido di circolazione viene versato dall'alto nello spazio anulare fra la parete del pozzo e l'asta di perforazione e risale all'interno di quest'ultima. La risalita del fluido di circolazione è assicurata da una pompa aspirante oppure da un compressore d'aria.

Nel primo caso, l'aspirazione della pompa viene collegata con la sommità delle aste di perforazione, così da favorire la circolazione del fluido e la risalita dei detriti

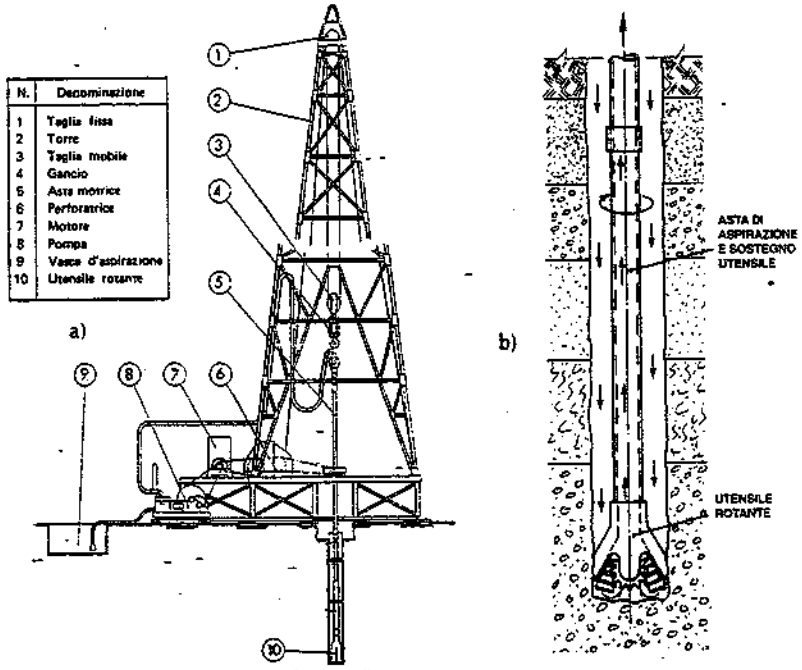


Fig. 34.9 – Modalità di perforazione con il sistema a rotazione e a circolazione inversa: a) schema dell'impianto; b) particolare della perforazione.

di perforazione; la profondità di perforazione è in relazione alla densità del fluido di circolazione, il cui peso specifico – se elevato – riduce l'altezza di aspirazione della pompa: conseguentemente, la velocità di risalita risulta minore e la capacità di asportazione dei materiali di perforazione si riduce. Normalmente, con l'impiego di pompe aspiranti, si possono trivellare pozzi di profondità variabili da 150 a 200 m.

Nel caso in cui si ricorra ad un compressore, questo alimenta aria compressa nell'asta di perforazione, subito sopra l'utensile. Si alleggerisce, in tal modo, la colonna di acqua all'interno dell'asta porta-utensile, il che favorisce la risalita verso l'alto (dentro l'asta di aspirazione) dell'acqua versata all'esterno dell'asta stessa. E poiché il diametro dell'asta può essere scelto in modo da ottenere la velocità di risalita del fluido più conveniente, si ottengono, in pratica, velocità 6-7 volte maggiori di quelle dell'acqua fangosa utilizzata nel caso della circolazione diretta (circa 1 m/s); come diretta conseguenza, aumenta la capacità di trasporto in superficie del materiale frantumato, il che sovente consente di fare a meno o di limitare l'immissione di fango, bentonite e simili nell'acqua di circolazione (tali aggiunte sono invece una regola nel caso della circolazione diretta). Provocando la circolazione del fluido mediante compressore, non esistono limiti, in teoria, alla profondità di perforazione; in pratica, con tale sistema di perforazione si sono costruiti pozzi della profondità di alcune centinaia di metri.

Nella perforazione a circolazione inversa si possono impiegare aste di perforazione di diametro maggiore del sistema a circolazione diretta (si arriva infatti fino a diametri di circa 200 mm): risulta così possibile asportare dal pozzo materiale di perforo avente notevoli dimensioni e quindi di più facile riconoscimento. Di conseguenza, si può individuare con maggior precisione la stratigrafia dei terreni attraversati. Quando però il materiale costituente le formazioni sotterranee viene sbriciolato dall'utensile e si mescola con il fango di circolazione, l'esame stratigrafico delle falde diventa nuovamente impreciso, come nel caso delle trivellazioni a rotazione e a circolazione diretta.

Il pozzo definitivo viene realizzato come già descritto per il tipo a circolazione diretta.

Com'è facile intuire, il sistema a rotazione può presentare alcuni inconvenienti nel caso di perforazioni in formazioni dure ovvero contenenti trovanti o ciottoli di dimensioni superiori al diametro delle aste di perforazione (5). Per tali formazioni, meglio si presta il sistema a percussione, mentre il sistema a rotazione e a circolazione inversa è più adatto per la perforazione di formazioni non dure o incoerenti (ghiaia, sabbia, argilla, ecc.).

I diametri dei pozzi che si possono costruire con il sistema a rotazione e a circolazione inversa arrivano fino a 1500 mm.

c) A percussione e a circolazione inversa (fig. 34.10)

Un utensile a forma di scalpello lavora, con moto verticale alternativo, a percussione, mentre l'acqua immessa dal piano campagna esegue il movimento proprio della circolazione inversa.

Lo scalpello è sostenuto da cavi metallici (che si avvolgono e si svolgono sul tornello di cui è dotata la perforatrice) e scorre all'esterno dell'asta di aspirazione che rimane ferma nel pozzo (nei due sistemi di trivellazione a rotazione, tale asta, collegata all'utensile, ruota attorno al proprio asse).

(5) La presenza di grossi trovanti può richiedere l'impiego di una benna o di dinamite, ritardando in ogni caso la trivellazione; formazioni dure di grande spessore possono addirittura impedire il proseguimento della terebrazione.

Il sistema è adatto per terebrazioni in formazioni dure o contenenti trovanti: lo scalpello frantuma l'ostacolo ed i detriti così prodotti vengono portati alla superficie dalla corrente ascensionale del fluido di circolazione (acqua).

Sono possibili elevate velocità di avanzamento della perforazione e diametri di terebrazione molto grandi (fino a 1,80 m circa). Inoltre, si hanno i vantaggi propri di un sistema a moto rettilineo rispetto al moto rotativo (non vi sono cuscinetti, il costo di fabbricazione dell'utensile è minore, la sua durata maggiore).

Il pozzo viene anche in questo caso costruito, a perforazione ultimata, installando – nello scavo ottenuto con l'utensile e liberato dal materiale di risulta – le condotte d'acciaio costituenti la colonna montante ed interponendo, fra tale colonna e la parete della perforazione, ghiaietto siliceo.

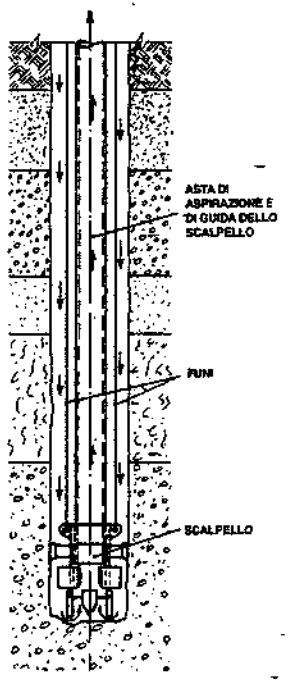


Fig. 34.10 – Modalità di perforazione con il sistema a percussione e a circolazione inversa.

Le profondità delle terebrazioni raggiungibili con i sistemi di trivellazione a umido dipendono ovviamente dalla composizione delle formazioni del sottosuolo: in terreni favorevoli si possono raggiungere e superare i 600 m.

In pratica, si segue il principio seguente: i primi 50÷80 m del pozzo si realizzano di diametro maggiore (per consentire l'installazione di una o più elettropompe sommerse); il successivo diametro viene ridotto (da 800÷1200 mm a 400÷800 mm) al fine di limitare il lavoro di perforazione e ridurre i costi di costruzione del pozzo.

Sempre nel caso di trivellazioni a umido, qualunque sia il sistema adottato, deve essere costantemente assicurata la portata minima di acqua esterna necessaria per impedire franamenti delle formazioni già perforate. A tale fine, si mantiene nel foro un battente d'acqua di almeno 2-3 m sopra il livello statico delle falde acquifere; in tal modo, per il principio dei vasi comunicanti, si verifica un continuo assorbimento di acqua da parte delle falde: occorre quindi disporre di una fonte idrica indipendente atta ad immettere nel perforo l'acqua occorrente per sopperire alle infiltrazioni nelle falde acquifere; il quantitativo d'acqua necessario dipende da vari fattori, ma è essenzialmente legato alla permeabilità delle formazioni acquifere attraversate.

III. TIPI DI FILTRI E ACCORGIMENTI VARI INERENTI AI POZZI

Il tipo di trivellazione da adottare ed il relativo diametro sono individuati in base alla costituzione delle formazioni attraversate, alla situazione delle falde sotterranee ed alle portate d'acqua da captare.

A terebrazione ultimata, si scelgono e si installano le colonne finestrate più adatte in relazione al tipo di pozzo ed alle caratteristiche delle falde idriche attraversate.

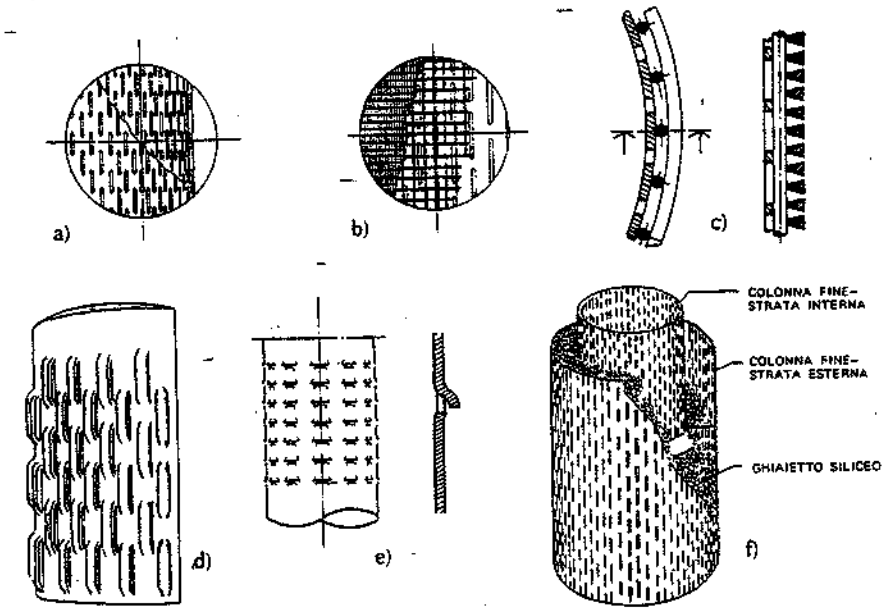


Fig. 34.11 – Tipi di finestrature e filtri per pozzi: a) tubo con fori o fessure verticali; b) tubo con fori o fessure verticali e rivestimento esterno in tessuto metallico; c) tubo con fori o fessure verticali e rivestimento esterno in filo metallico a sezione trapezoidale con la base maggiore verso l'esterno; d) tubo con finestrature a ponte; e) tubo con finestrature a sbalzo; f) filtro prefabbricato.

La scelta ed il collocamento della colonna finestrata rivestono molta importanza per ottenere acqua con un quantitativo minimo di sabbia o di altri materiali in sospensione.

Le finestrature più frequentemente adottate nei pozzi per acqua sono illustrate in fig. 34.11.

Il filtro di fig. 34.11.a è costituito da un tubo con numerose finestrature di piccola sezione (circolari o a forma di fessure verticali): è adottato per falde acquifere povere di sabbia o con sabbia a granulometria non molto fine.

Il filtro di fig. 34.11.b consiste in un tubo finestrato sul quale è avvolto un tessuto metallico (ad esempio, di rame stagnato) a maglie più o meno fitte e scelto caso per caso in relazione alla composizione della falda acquifera: fra la colonna finestrata ed il tessuto metallico si interpone una rete metallica a maglie larghe, che consente il passaggio dell'acqua attraverso tutto il filtro esterno e non soltanto in corrispondenza della parte prospiciente le finestre. Anche questo tipo di filtro non è adatto per falde acquifere ricche di sabbia fine perché se le sezioni di passaggio sono molto piccole il filtro si intasa (6), mentre se sono grandi la sabbia penetra in quantità eccessiva.

(6) L'occlusione di parte delle finestrature, riducendo la superficie filtrante totale, provoca un aumento della velocità dell'acqua attraverso il filtro non intasato e, quindi, il trascinamento di una maggior quantità di sabbia.

Il filtro di fig. 34.11.c è costituito dal solito tubo finestrato sul quale sono avvolti – accostati gli uni agli altri e distanziati dal tubo stesso mediante tondini – fili metallici a sezione trapezoidale, con la base maggiore verso l'esterno del pozzo: il passo di avvolgimento del filo metallico viene scelto in base alla composizione della falda acquifera, così da ottenere la massima efficienza di filtrazione.

Il filtro di fig. 34.11.d sostituisce vantaggiosamente il filtro di fig. 34.11.a; così pure il filtro di fig. 34.11.e, solitamente realizzato in opera mediante punzonatura delle colonne montanti preventivamente introdotte nel sottosuolo: infatti, obbligando l'acqua a compiere un percorso tortuoso, la finestratura favorisce il deposito della sabbia prima dell'ingresso nel pozzo.

L'introduzione di ghiaietto siliceo nello spazio anulare compreso fra la tubazione finestrata e le pareti delimitate dalla trivellazione, consente di limitare l'inconveniente dell'intasamento: il ghiaietto infatti fa da filtro, permettendo il passaggio dell'acqua e trattenendo la sabbia. Tale filtro artificiale si adotta per pozzi dotati di finestrature, come quelle delle figg. 34.11.a – 34.11.c – 34.11.d – 34.11.e.

Un ulteriore perfezionamento di quest'ultimo sistema di filtrazione è rappresentato dal filtro di fig. 34.11.f: trattasi di due tubi finestrati concentrici fra i quali si costipa del ghiaietto siliceo accuratamente scelto e vagliato (in modo da ottenere vie di passaggio dell'acqua numerose, ristrette e, per quanto possibile, di eguale sezione): i singoli filtri vengono prefabbricati e poi saldati fra di loro in lunghezze corrispondenti agli spessori delle falde acquifere attraversate. All'esterno dei filtri si introduce altro ghiaietto siliceo alla rinfusa.

È consigliabile che la colonna cieca del pozzo prosegua di alcuni metri sotto l'ultima falda acquifera attraversata, in modo da costituire un deposito per la sabbia che penetra nel pozzo ed evitare così l'occlusione della colonna finestrata.

Per quanto riguarda le pompe (di tipo sommerso) per la captazione dell'acqua, è opportuno che vengano installate a non meno di 6-7 m sotto il livello dinamico del pozzo (v. § 34.2.IV) e al di sopra della colonna finestrata più alta. Se fra quest'ultima ed il livello dinamico la distanza è minore di 6-7 m, si installa la pompa sotto la colonna finestrata: questa, infatti, costituisce la parte più delicata del pozzo e la vicinanza della pompa potrebbe provocare scuotimenti (specie nelle fasi di avviamento ed arresto) che è bene evitare; inoltre, una pompa installata in corrispondenza di un tratto finestrato è maggiormente soggetta al pericolo di insabbiamento.

Per ogni pozzo esiste una portata ottimale cui corrisponde l'esercizio più economico e conveniente agli effetti della conservazione del pozzo stesso, soprattutto dal punto di vista dell'insabbiamento, tanto più facile ed accentuato quanto maggiore è l'abbassamento dinamico provocato dal prelievo di acqua.

Ultimata la costruzione di un pozzo è pertanto consigliabile ricavare il diagramma portate-abbassamenti dinamici (fig. 34.12), i cui punti si ottengono in pratica agendo progressivamente sulla valvola installata sulla tubazione di mandata della pompa.

La prova di portata consente di determinare le caratteristiche idrologiche del pozzo, nonché il tipo e le caratteristiche delle pompe da installare nello stesso per la captazione dell'acqua occorrente. Tale prova è sempre preceduta dall'operazione di spurgo meccanico del pozzo, la quale si prolunga, con attingimenti superiori alla portata che sarà richiesta in seguito al pozzo stesso, fino all'ottenimento di acqua praticamente limpida ovvero contenente meno di 5 parti per milione (p.p.m.) di

sostanze solide in sospensione (sabbia, limo, argilla, ecc.).

Fra gli accorgimenti da tenere presenti a proposito della costruzione di pozzi, ricordiamo ancora i seguenti:

- distanziare i pozzi di almeno 100 metri l'uno dall'altro (7);
- costruirli a monte delle fognature;
- rispettare, nel caso di pozzi per acqua potabile, quanto disposto dai regolamenti d'igiene comunali, i quali prescrivono che la captazione di acqua per uso potabile avvenga inferiormente a quote prestabilite.

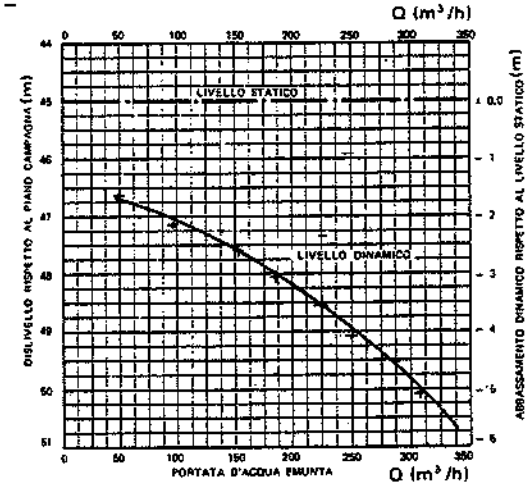


Fig. 34.12 – Diagramma portate-abbassamenti dinamici di un pozzo.

Quando i pozzi sono destinati alla captazione di acqua potabile, si provvede ad isolare la falda acquifera versando colate di cemento di adeguato spessore attorno alla colonna montante cieca: ciò al fine di evitare inquinamenti provenienti dalle falde superficiali.

Inoltre, ove necessario, si sottopone a trattamenti di potabilizzazione l'acqua prelevata.

IV. CARATTERISTICHE DEI POZZI

a) Pozzi freatici

Immaginiamo una canna cilindrica permeabile immessa in una falda freatica fino alla profondità alla quale si trova lo strato permeabile (fig. 34.13). Siano:

(7) La distanza di 100 m è la minima consigliabile al fine di limitare le interferenze tra i pozzi. Tali interferenze hanno un andamento variabile – in una stessa zona – lungo il corso dell'anno, in relazione alle diverse quantità di acqua che pervengono, durante le varie stagioni, alle falde freatiche e artesiane. In pratica, l'influenza reciproca fra più pozzi può essere rilevata mediante prove sperimentali condotte sui pozzi eventualmente preesistenti e su pozzi di piccolo diametro (alcuni dei quali servono esclusivamente come pozzi-spia) appositamente costruiti in posizioni opportune. Si misura sistematicamente e per un periodo di tempo non inferiore ad alcuni mesi, il livello statico della falda; quindi si prelevano, da un primo pozzo, portate d'acqua crescenti, fino a raggiungere la portata massima prevista e si controlla il livello statico dei vari pozzi; la captazione dell'acqua viene estesa agli altri pozzi, continuando a controllare il livello statico della falda nei pozzi-spia. È così possibile verificare se esiste interferenza, a che distanza e per quale portata emunta dai pozzi.

H = altezza (m) della falda freatica misurata a partire dalla superficie impermeabile (*livello statico*);
r = raggio del pozzo (m);
Q = portata volumetrica (m^3/s) di acqua estratta dal pozzo mediante elettropompa;
h = altezza dell'acqua nel pozzo, conseguente al prelievo della portata Q (*livello dinamico*);
s = abbassamento (m) del livello della falda, rispetto al livello statico, in conseguenza del prelievo della portata Q dal pozzo (*abbassamento dinamico*);

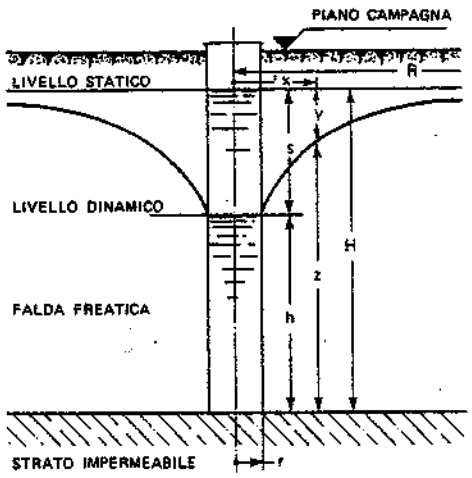


Fig. 34.13 – Captazione di acqua da una falda freatica.

R = distanza alla quale la falda non risente del prelievo di acqua Q (m);
j = pendenza specifica per unità di lunghezza (in un certo istante j = dz/dx);
k = coefficiente di permeabilità, funzione della grandezza e della forma dei granelli di sabbia costituenti lo strato attraversato, nonché del loro assettamento (k ha la dimensione di una velocità, m/s);
v = velocità dell'acqua (per la legge di Darcy, $v = kj = k \cdot dz/dx$).

Si consideri la superficie cilindrica di raggio x e altezza z coassiale con il condotto permeabile costituente il pozzo (z misurata a partire dal fondo impermeabile, x dall'asse del pozzo): attraverso tale superficie passa la portata

$$Q = 2\pi x z v = 2\pi x z k \frac{dz}{dx} \tag{34.3}$$

Dalla (34.3) si ricava, integrando

$$z^2 = \frac{Q}{\pi k} \ln x + C \tag{34.4}$$

Poiché per $x = r$, $z = H - s$, risulta

$$C = (H-s)^2 - \frac{Q}{\pi k} \ln r$$

Allora la (34.4) diventa

$$z^2 = (H-s)^2 + \frac{Q}{\pi k} \ln \frac{x}{r} \tag{34.4 bis}$$

E osservando che per $x = R$, $z = H$, dalla (34.4 bis) si ottiene, con semplici passaggi, la seguente equazione, nota come *caratteristica dei pozzi in falda freatica:*

$$Q = \pi k \frac{H^2 - (H-s)^2}{\ln \frac{R}{r}} = \frac{\pi k}{\ln \frac{R}{r}} s(2H-s) \tag{34.5}$$

b) Pozzi artesiani

Con riferimento alla fig. 34.14, nella quale con m si è indicata l'altezza della falda artesiana, risulta, attraverso la superficie cilindrica di raggio x

$$Q = 2\pi x m v = 2\pi x m k \frac{dz}{dx} \tag{34.6}$$

dalla quale si ottiene, integrando

$$z = \frac{Q}{2\pi k m} \ln x + C \tag{34.7}$$

Per $x = r$, $z = H-s$, per cui la costante C vale

$$C = (H-s) - \frac{Q}{2\pi k m} \ln r$$

Di conseguenza, la (34.7) diventa

$$z = H - s + \frac{Q}{2\pi k m} \ln \frac{x}{r} \tag{34.7 bis}$$

Anche qui, per $x = R$, $z = H$; pertanto, dalla (34.7 bis) si ottiene la

$$Q = \frac{2\pi k m}{\ln \frac{R}{r}} \cdot s \tag{34.8}$$

Ovvero, ponendo

$$A = \frac{2\pi k m}{\ln \frac{R}{r}} \text{ costante}$$

si può scrivere:

$$Q = A \cdot s \tag{34.9}$$

nota come *caratteristica dei pozzi in falda artesiana.*

Alcuni autori propongono come caratteristica di un pozzo la espressione:

(34.10) $Q = 2\pi r h_f v_o$

dove, oltre alle notazioni già note:
h_f = lunghezza totale delle parti finestrate (m);
v_o = velocità dell'acqua in corrispondenza della colonna finestrata (m/s).

La (34.10) evidenzia, in sostanza, i parametri su cui si può intervenire per aumentare la portata di un pozzo.

L'aumento del diametro ha un'influenza notevole sulla portata fino a valori del diametro stesso inferiori a 1m: per diametri maggiori, l'importanza dell'aumento del diametro agli effetti della portata diventa via via minore (fig. 34.15).

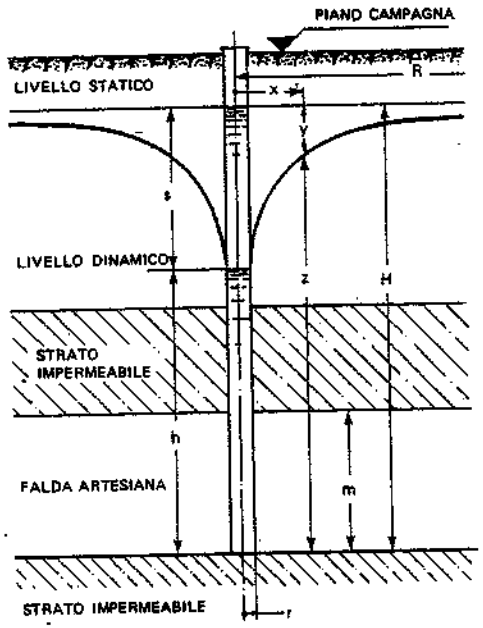


Fig. 34.14 – Captazione di acqua da una falda artesiana.

È ovvia la convenienza di installare le tubazioni finestrate in corrispondenza di tutte le falde idriche, ad eccezione di quelle inquinate oppure povere di acqua (queste ultime in genere alimentano sabbia finissima o limo).

Infine, poiché v_o dipende, per la legge di Darcy, dal coefficiente di permeabilità k, si comprende l'importanza di disporre attorno alle colonne filtranti ghiaietto siliceo di granulometria e composizione atti ad aumentare il valore di v_o.

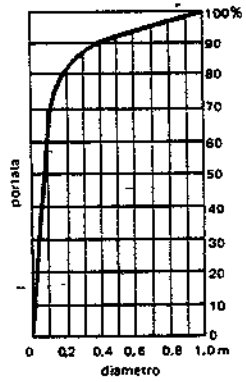


Fig. 34.15 – Variazione della portata di un pozzo in funzione del diametro.

34.3 POMPE PER ACQUA

Per il sollevamento, il trasferimento e l'alimentazione delle acque alle utenze o ai serbatoi di accumulo, si impiegano di solito elettropompe centrifughe ad asse orizzontale, ad asse verticale o di tipo sommerso.

I principali parametri-caratteristici delle elettropompe centrifughe sono:
– portata Q (m^3/s);
– prevalenza H (m di colonna d'acqua);
– potenza del motore P (kW);
– numero di giri nell'unità di tempo n;
– rendimento η.

La prevalenza richiesta ad una pompa da installare su un circuito idraulico è data dalla somma delle seguenti componenti:
– prevalenza geodetica Hg;
– pressione richiesta all'uscita dal circuito ΔP;
– perdite di carico continue e localizzate lungo il circuito Y:

(34.11) $$H = H_g + \Delta P + Y$$

La (34.11) consente di tracciare la curva caratteristica del circuito idraulico.

L'azionamento delle pompe avviene mediante motori elettrici o termici, collegati alla pompa con giunti elastici o variatori di velocità. Nella maggior parte dei casi si ricorre all'azionamento elettrico con motori asincroni trifasi ed il numero di giri al primo della girante della pompa dipende dal numero di poli e dalla frequenza della corrente di alimentazione secondo la

(34.12) $$n = \frac{60f}{p}(1-s)$$

dove:
n = numero di giri/minuto;
p = numero di coppie di poli del motore: di solito si ricorre a 2-4-6 poli (p = 1,2,3); per basse velocità si adottano pompe con riduttori;
f = frequenza della corrente (in genere, f = 50 Hz);
s = $(n_s-n)/n_s$ = scorrimento, essendo n_s il numero di giri sincrono ossia $n_s = 60f/p$: normalmente, s = 0,04÷0,02 passando dai motori di minor potenza (3÷5 kW) a quelli di potenza elevata (90÷110 kW).

Poiché s è una costante e f è fissa per una certa rete di alimentazione, si può scrivere con buona approssimazione

(34.12 bis) $$n = \frac{k}{p}$$

Note la portata Q e la prevalenza H, è possibile determinare la potenza assorbita P (in kW) dal motore della pompa:

(34.13) $$P = \frac{\gamma Q H}{102\eta} = \frac{\gamma^* Q H}{1000\eta}$$

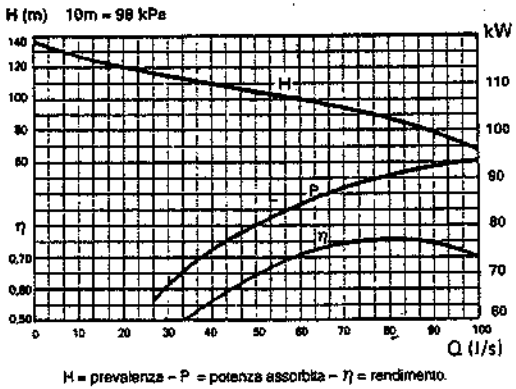
dove:
γ = peso specifico dell'acqua in kg_f/m^3; γ^* in N/m^3;
η = rendimento totale (prodotto del rendimento del motore per il rendimento della pompa e – se c'è – per il rendimento del riduttore).

Le pompe centrifughe forniscono, a parità di velocità, tipo costruttivo (profilo delle pale), numero e diametri delle giranti, una portata variabile con la prevalenza. La fig. 34.16 riporta la *curva caratteristica* di una pompa centrifuga: la portata aumenta al diminuire della prevalenza. La stessa figura riporta anche l'andamento della *potenza assorbita* e del *rendimento*.

Oltre alle curve caratteristiche prevalenza-portata, potenza-portata e rendimento-portata, una quarta curva caratteristica delle pompe viene di solito riportata sui diagrammi. È quella relativa alla prevalenza in aspirazione richiesta dalla pompa, indica-

ta nella letteratura tecnica anglosassone con la sigla NPSH (*Net Positive Suction Head*); essa permette di conoscere il comportamento di una pompa al variare delle condizioni di aspirazione.

Come è noto, la vaporizzazione del liquido per effetto della depressione all'imbocco delle giranti (punto di maggior depressione) fa sì che una parte dei canali delle giranti risulti occupata da vapore, con conseguenti cadute della portata ed altri fenomeni secondari nocivi al buon funzionamento della pompa.



H = prevalenza – P = potenza assorbita – η = rendimento.

Fig. 34.16 – Curve caratteristiche della prevalenza, potenza assorbita e rendimento di una elettropompa centrifuga.

La curva caratteristica della NPSH fornisce, per ogni valore della portata della pompa, la prevalenza (in valore assoluto) che deve essere disponibile all'imbocco della girante perché non si verifichi cavitazione. In pratica, conviene che la prevalenza effettiva in tale punto (ossia la cosiddetta NPSH disponibile nell'impianto) risulti di almeno 1 m superiore a quella richiesta dalla pompa.

La NPSH disponibile nell'impianto è data dalla espressione:

$$\text{NPSH disponibile} = H_o - H_t - H_g - \Sigma H \tag{34.14}$$

dove:

H_o = p/γ, essendo p la pressione atmosferica in N/m² nella località di pompaggio e γ il peso specifico del liquido pompato in N/m³;

H_t = tensione di vapore del liquido pompato alla temperatura di funzionamento (m);

H_g = dislivello geodetico tra il pelo libero del liquido e l'asse della pompa (m);

ΣH = perdite di carico continue e localizzate (m) nella condotta aspirante (8).

La fig. 34.17 riporta, nella parte inferiore, la curva caratteristica della NPSH della pompa (crescente all'aumentare della portata); tale curva è inoltre messa a confronto con la NPSH disponibile nell'impianto (linea tratteggiata, decrescente all'aumentare della portata): il punto di intersezione delle due curve indica il punto teorico oltre il quale la pompa inizia a cavitare. Rileviamo ancora che, di solito, la NPSH aumenta con la velocità della pompa e con la riduzione del diametro della girante.

Insistiamo sulla necessità di avere un margine di sicurezza fra la NPSH dell'impianto e la NPSH della pompa: infatti, i dati relativi alla portata ed alla temperatura

(8) A titolo di esempio: al livello del mare risulta H_o = 10 m; dovendo sollevare acqua a 60°C (tensione di vapore 2 m) con un dislivello massimo di 1 m e con una perdita di carico localizzata e continua di circa 1,5 m, dalla (34.14) si ottiene

NPSH disponibile = 10 – 2 – 1 – 1,5 = 5,5 m

Per poter escludere con sufficiente sicurezza ogni fenomeno di cavitazione, occorre che la pompa, in corrispondenza della portata di esercizio, richieda una NPSH non superiore a 4 m.

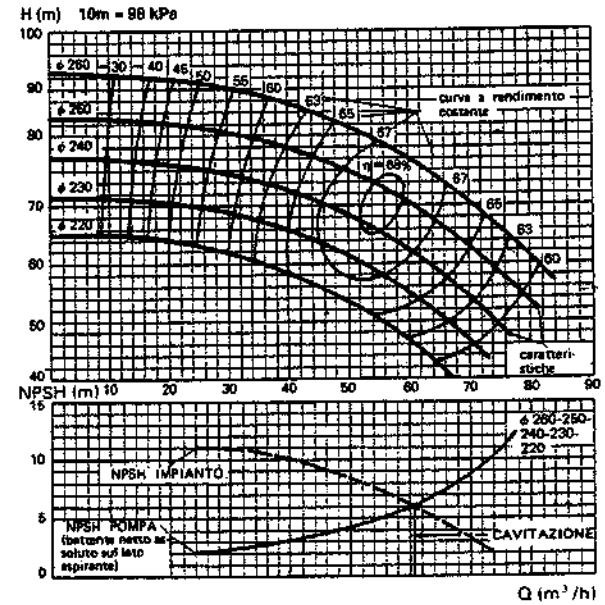


Fig. 34.17 – Curve caratteristiche di prevalenza, iso-rendimento e NPSH di una pompa centrifuga con girante tornita a diametri decrescenti ed a regime di rotazione costante.

effettive si scostano sovente da quelli ipotizzati in sede di progettazione.

Variando il numero di giri di una pompa centrifuga si ottengono curve caratteristiche prevalenza-portata diverse (fig. 34.18). Curve caratteristiche diverse si ottengono anche variando il diametro della girante a parità di numero di giri (fig. 34.17).

Fra le varie curve caratteristiche sussistono le tre relazioni (in reciproca dipendenza fra di loro):

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1}; \qquad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2; \qquad \frac{P_2}{P_1} = \frac{Q_2 H_2}{Q_1 H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3.$$

Se, con riferimento ad una pompa a regime di rotazione variabile, si uniscono i punti delle diverse curve caratteristiche prevalenza-portata in corrispondenza dei quali si registra lo stesso rendimento, si ottengono delle curve a rendimento costante (fig. 34.18). Tali curve si possono anche ottenere unendo i punti di uguale rendimento delle curve caratteristiche prevalenza-portata di una stessa pompa a numero di giri costante, ma con diametri diversi della girante (fig. 34.17).

La scelta della pompa che meglio risponde alle esigenze di un circuito idraulico si effettua tracciando preventivamente, mediante la (34.11), la curva caratteristica del circuito stesso in funzione della portata. La fig. 34.19 riporta la curva caratteristica di un circuito idraulico: l'andamento è parabolico perché H varia con il quadrato

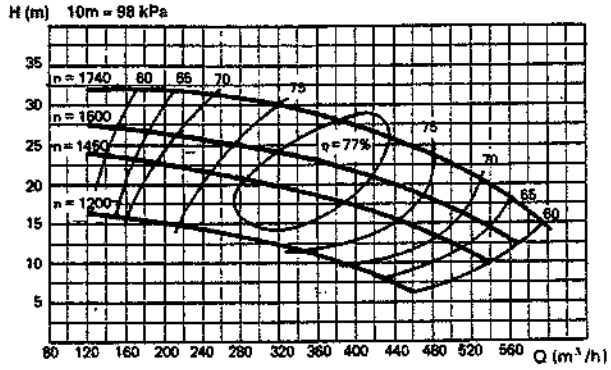


Fig. 34.18 – Curve caratteristiche di prevalenza e di iso-rendimento di una pompa centrifuga in funzione del numero di giri al minuto della girante.

della portata. Quindi si sovrappongono alla curva caratteristica del circuito le curve caratteristiche prevalenza-portata delle varie pompe disponibili in base al regime di rotazione determinato dal motore e per i diversi diametri di girante disponibili per ognuna di tali pompe: si determina così il punto di intersezione fra la caratteristica del circuito e quella delle pompe in corrispondenza della portata e della prevalenza richieste. Fra le varie caratteristiche delle pompe passanti per tale punto, si sceglie quella che in esso assicura il miglior rendimento (fig. 34.19) e una NPSH adeguatamente minore di quella disponibile nel circuito.

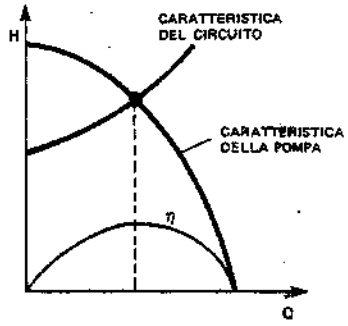


Fig. 34.19 – Scelta di una elettropompa centrifuga in funzione della caratteristica del circuito idraulico.

Com'è facile comprendere, quando nel circuito si registrano piccole variazioni della portata e sensibili variazioni della prevalenza, conviene adottare pompe aventi curve caratteristiche ripide; quando invece si verificano grandi variazioni della portata e piccole variazioni della prevalenza, meglio si prestano le pompe con curve caratteristiche piatte.

Può accadere che durante l'esercizio il punto di funzionamento normale si sposti (ad esempio, perché le utenze richiedono portate d'acqua diverse dal previsto). In tale evenienza, è possibile, entro certi limiti, andare incontro alle mutate condizioni di funzionamento variando l'apertura della valvola installata sulla tubazione di mandata della pompa: in tal modo, si modifica la caratteristica del circuito fino a farla reincontrare con la caratteristica della pompa in corrispondenza della portata richiesta.

La fig. 34.20.a riporta lo schema di una rete per l'alimentazione, mediante pompaggio, di acqua accumulata in una vasca interrata. La fig. 34.20.b mostra il punto di intersezione fra le curve caratteristiche prevalenza-portata della pompa e del circuito in corrispondenza della portata e della prevalenza normali (supponiamo Q_1 e H_1). Agendo sulla valvola di regolazione a valle della pompa, si modifica la caratteristica del circuito fino ad ottenere la portata Q_2 richiesta (9).

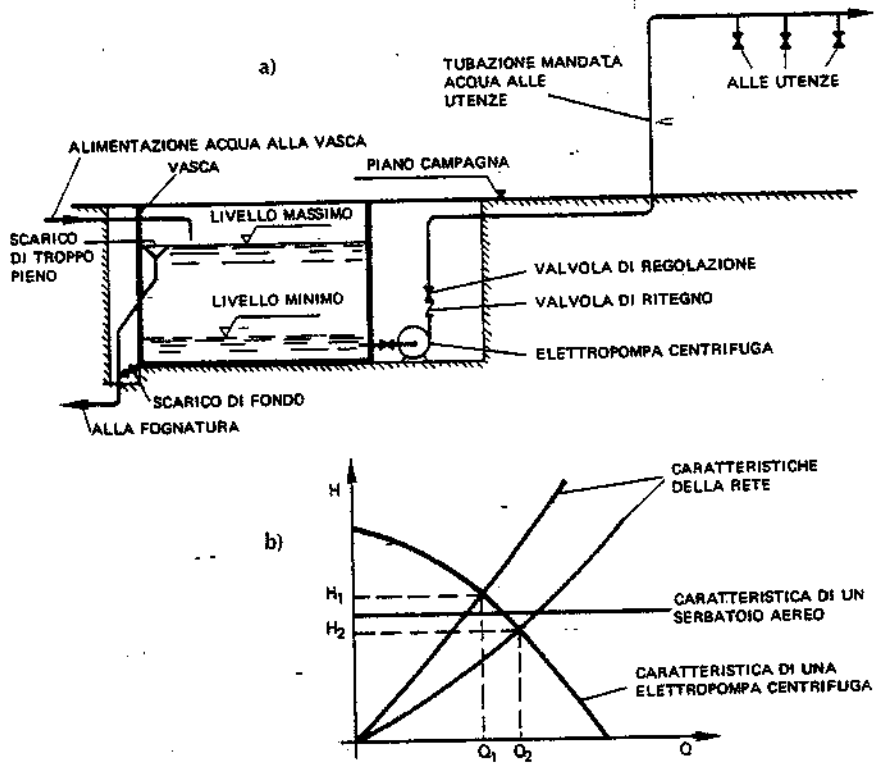


Fig. 34.20 – La caratteristica prevalenza-portata di un impianto di alimentazione si modifica al variare della perdita di carico in rete.

Molto spesso risulta opportuno suddividere fra più pompe (installate in parallelo) la portata totale da trasferire, in modo da poter attuare una parzializzazione del pompaggio.

Riferiamoci al caso di due sole pompe alimentanti una stessa tubazione (fig. 34.21). Se queste hanno uguali caratteristiche, la curva caratteristica risultante si ottiene raddoppiando, per ogni valore della prevalenza, il relativo valore della portata (fig. 34.21.b): si rilevi come la portata d'acqua che le due pompe sono in grado di

(9) Sulla stessa fig. 34.20.b è anche riportata la caratteristica di un serbatoio di accumulo sopraelevato, al fine di evidenziarne la differenza rispetto alla caratteristica della pompa centrifuga.

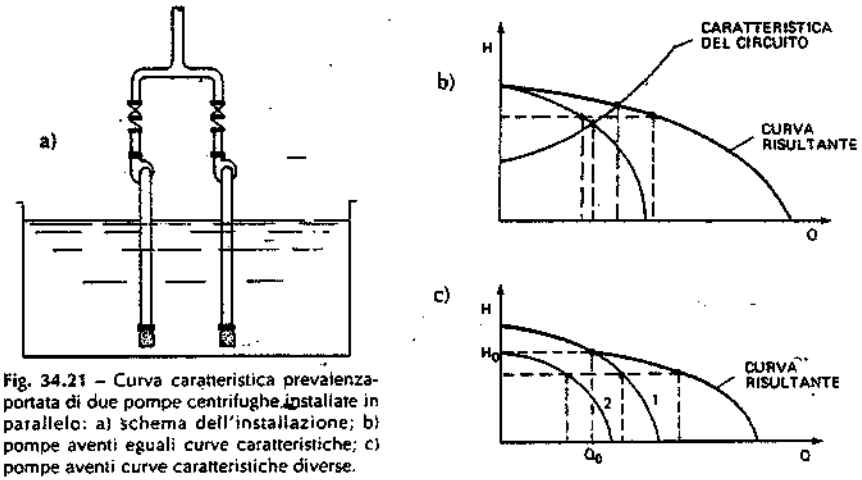


Fig. 34.21 – Curva caratteristica prevalenza-portata di due pompe centrifughe installate in parallelo: a) schema dell'installazione; b) pompe aventi eguali curve caratteristiche; c) pompe aventi curve caratteristiche diverse.

pompare in un circuito sia inferiore al doppio della portata che si realizzerebbe con una sola pompa; tale fatto si fa sentire quanto più la curva caratteristica del circuito è ripida e quella delle pompe piatta.

Se le caratteristiche non sono uguali, la curva risultante si ottiene ancora per punti, sommando, per un certo numero di valori della prevalenza, le rispettive portate di ciascuna pompa: in tale caso, come si può rilevare dalla fig. 34.21.c, per portate superiori a Q_0 (ovvero per $H < H_0$) la pompa 2 contribuisce ad aumentare la portata in rete, ma per portate inferiori a Q_0 (ovvero per $H > H_0$), funziona la sola pompa 1; allora, per impedire che una parte dell'acqua fornita dalla pompa 1 si scarichi attraverso la pompa 2, sulla mandata di quest'ultima si installa – in serie alla valvola per la regolazione della portata o per l'esclusione totale della pompa – una valvola di ritegno (10).

Anche in questo caso, il funzionamento in parallelo delle due pompe dà luogo ad una portata in rete minore della somma delle portate delle due pompe funzionanti singolarmente: la riduzione dipende dalle caratteristiche delle pompe e del circuito.

La fig. 34.22 si riferisce ad una pompa centrifuga ad asse orizzontale. Le pompe centrifughe installate sopra il pelo libero dell'acqua devono essere

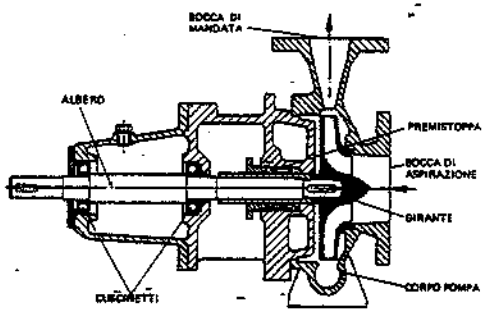


Fig. 34.22 – Schema di una pompa centrifuga ad asse orizzontale.

(10) In pratica, conviene installare una valvola di intercettazione e una valvola di non ritorno sulla mandata di tutte le pompe.

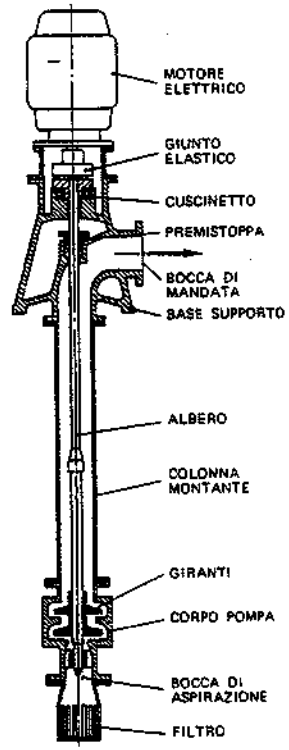


Fig. 34.23 – Schema di una elettropompa centrifuga ad asse verticale.

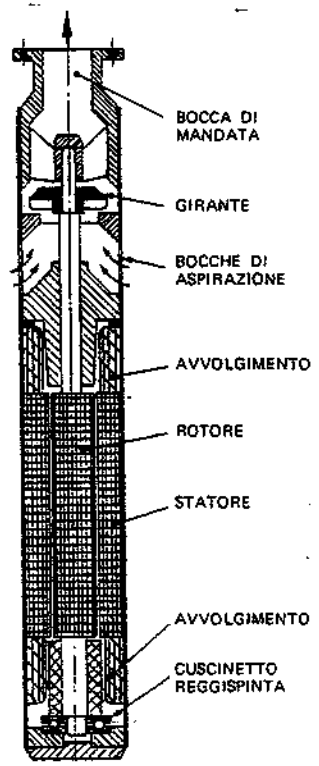


Fig. 34.24 – Schema di una elettropompa centrifuga sommersa.

riempite del liquido al fine di adescare l'avviamento (11): ciò si può ottenere installando una valvola di ritegno all'estremità del tubo aspirante, riempiendo quest'ultimo con acqua e facendo contemporaneamente sfogare l'aria attraverso valvole di sfiato. E ancora, si ricorre a pompe del tipo cosiddetto *autoadescante* ossia aventi una girante ad anello liquido: questa si avvia e adesca la pompa centrifuga a cui è accoppiata, senza dover riempire di liquido la condotta aspirante.

In fig. 34.23 è riportata un'elettropompa ad asse verticale: tale tipo di pompa consente di ovviare agli inconvenienti connessi all'adescamento e di fare a meno del locale che invece è quasi sempre necessario per l'installazione delle pompe ad asse orizzontale.

I gruppi sommersi (fig. 34.24) sono costituiti da una pompa centrifuga ad una o più giranti, direttamente accoppiate ad un motore elettrico a corrente alternata in

(11) Le pompe centrifughe generano una pressione o una depressione proporzionale alla densità del fluido che attraversa la girante. Ora, in una pompa centrifuga non adescata, e cioè non riempita d'acqua, la girante è attraversata soltanto da aria, il cui peso specifico è così basso che non consente alla pompa di generare una depressione tale da aspirare l'acqua sottostante. Per questo motivo si dice che le pompe centrifughe non sono autoadescanti.

grado di funzionare in acqua. Le elettropompe sommerse vengono impiegate quando l'acqua da captare si trova ad una profondità maggiore dell'altezza di aspirazione delle normali pompe centrifughe: è la situazione tipica dei pozzi trivellati, nei quali l'elettropompa è immersa sospesa alla tubazione di mandata, sopportata a sua volta da una staffa poggiante sull'orlo del pozzo (fig. 34.5).

34.4. BIBLIOGRAFIA

G. Ippolito, *Appunti di costruzioni idrauliche*, Napoli, Liguori Editore.
G. De Marchi, *Idraulica*, Milano, Hoepli.
C. Mistrangelo, *Provvista e distribuzione di acqua potabile*, Milano, Hoepli.
H. Babbit-J. Doland, *Water Supply Engineering*, New York, McGraw-Hill Company Inc.,
Audoli & Bertola, Bonariva, Bosco, Massarenti, Trisonda, *Cataloghi tecnici*.

INDICE

35. Impianti di distribuzione dell'acqua

35.1. PREMESSA

In uno stabilimento industriale l'acqua può essere impiegata per usi industriali, potabili e antincendio.

Poiché è buona regola tenere le reti di distribuzione di tali acque distinte fra loro, suddivideremo anche la trattazione in tre parti, ciascuna corrispondente ad uno degli impieghi suddetti.

Fin d'ora, però, precisiamo che mentre la rete dell'acqua potabile può anche essere impiegata – nel caso di consumi limitati – per alimentare le utenze di acqua industriale, non può avvenire l'inverso, a meno di sottoporre l'acqua industriale ad un preventivo trattamento di potabilizzazione. Nel caso di piccoli impianti e per produzioni che presentino scarsi pericoli di incendio, l'acqua antincendio può essere alimentata dalla rete dell'acqua potabile o industriale, purché siano assicurate la pressione e la continuità di alimentazione richieste dalle esigenze della rete antincendio.

35.2. ACQUA INDUSTRIALE

Si individua con il termine *acqua industriale* quell'acqua che, nell'ambito di uno stabilimento, viene utilizzata come:
- mezzo di raffreddamento in determinati impianti o processi di lavorazione;
- materia prima nelle lavorazioni che richiedono acqua per lo sviluppo di certe reazioni o produzioni;
- mezzo di lavaggio o solvente;
- agente meccanico negli impianti, apparecchiature o macchine di tipo idraulico;
- produzione di vapore e trasporto di calore;
- preparazione di bagni;
- trasporto di materie prime o di scarto;
- raffrescamento dell'aria ambiente;
- lavaggio di polveri e gas.

Come si è detto, per bassi consumi e purché non venga compromessa la potabilità

dell'acqua, si possono alimentare le utenze industriali con la rete dell'acqua potabile. A titolo puramente orientativo, si potrebbe indicare in 20 m³/h la portata massima di acqua industriale che si può ancora prelevare dalla rete potabile, senza sdoppiare i circuiti; oltre tale valore, si rende praticamente indispensabile prevedere due circuiti indipendenti.

Le principali fonti di alimentazione dell'acqua industriale sono:

– mare, fiumi, canali, laghi;

– falde sotterranee.

Le modalità di captazione dell'acqua da tali fonti sono già state esaminate nel capitolo 34.

L'acqua, prelevata da una delle fonti sopra considerate e – ove occorra – depurata dalle impurezze in essa contenute, può essere pompata in rete; però, se i consumi risultano variabili, si rende opportuno ricorrere a serbatoi di accumulo. L'immagazzinamento è pure necessario quando il rifornimento di acqua subisce variazioni sensibili nelle 24 ore.

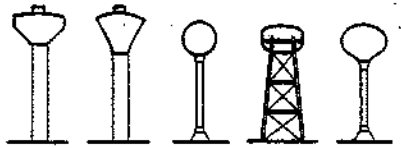


Fig. 35.1 – Tipi di serbatoi sopraelevati per l'accumulo di acqua.

Fra i sistemi di accumulo dell'acqua citiamo anzitutto i serbatoi sopraelevati (fig. 35.1). L'acqua proveniente da pozzi, canali, fiumi od altre fonti viene pompata dentro uno di tali serbatoi che, riempiendosi, assicura una disponibilità di acqua per ogni evenienza (punte, interruzione del rifornimento primario, interventi antincendio e così via). Detti serbatoi, costruiti in acciaio o in cemento armato, possono avere forme svariatissime (cilindrica, sferica, a fungo, ecc.).

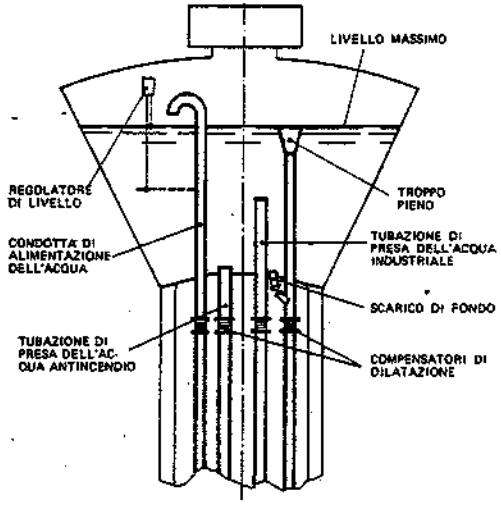


Fig. 35.2 – Sezione tipica di un serbatoio sopraelevato per l'accumulo di acqua industriale e antincendio.

L'altezza da terra di un serbatoio sopraelevato deve essere scelta in modo che l'acqua pervenga alle utenze alla pressione richiesta, tenuto conto delle perdite di carico nella rete di distribuzione.

Se, come spesso avviene, il serbatoio serve anche come riserva di acqua per fronteggiare eventuali incendi, l'altezza da terra del fondo del serbatoio stesso non dovrebbe essere inferiore a 30÷35 m: ciò al fine di assicurare all'acqua una pressione sufficiente per il buon funzionamento dell'impianto antincendio.

La tubazione che alimenta l'acqua (1) arriva nella parte superiore del serbatoio

(1) Quando l'acqua proviene da più sorgenti (ad esempio, due o più pozzi trivellati), le diverse tubazioni convergono in un'unica condotta, la quale alimenta tutta l'acqua al serbatoio sopraelevato.

(fig. 35.2); la condotta di captazione dell'acqua industriale parte da una altezza tale da lasciare sempre disponibile nel serbatoio un volume d'acqua variabile – a seconda dei casi – da un terzo a tre quarti della capacità totale del serbatoio; tale acqua rimane costantemente immagazzinata a disposizione della rete antincendio, la cui condotta parte quasi dal fondo del serbatoio. Deve essere naturalmente prevista una tubazione, di solito collegata con la fognatura, per lo scarico di troppo pieno. Inoltre, il fondo del serbatoio è collegato al tubo di troppo pieno con una tubazione – intercettata da saracinesca – che consente lo scarico totale in caso di necessità.

Un altro sistema di accumulo dell'acqua consiste nella costruzione di vasche in cemento armato, interrate o seminterrate, dalle quali l'acqua viene successivamente pompata alle utenze dello stabilimento. La fig. 35.3 si riferisce appunto ad una costruzione del genere.

Oltre a vasche interrate ed a serbatoi aerei, si ricorre anche a serbatoi metallici fuori terra (fig. 35.4) i quali presentano, rispetto a quelli aerei, il vantaggio di un costo minore: nelle regioni a clima freddo richiedono però un riscaldamento invernale dell'acqua, stante il pericolo del gelo.

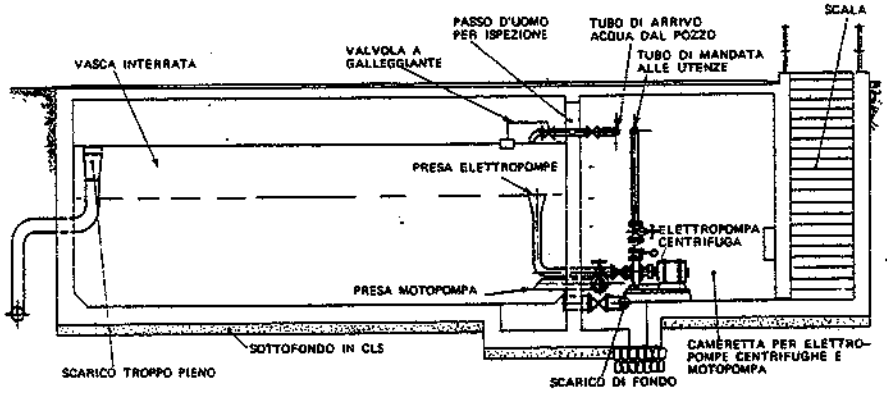


Fig. 35.3 – Vasca interrata per l'accumulo di acqua.

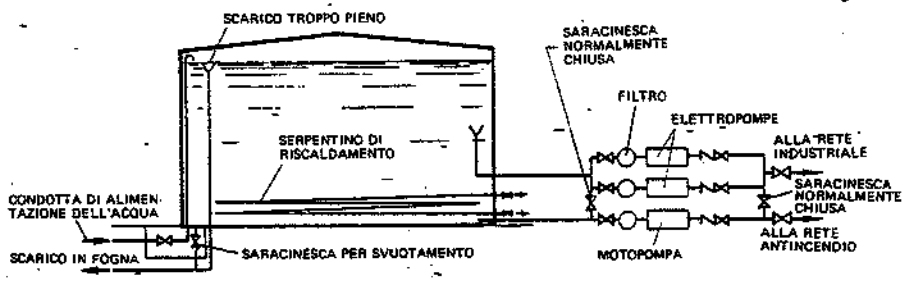


Fig. 35.4 – Serbatoio metallico fuori terra, ad asse verticale, per l'accumulo di acqua.

Anche nel caso dei serbatoi fuori terra e delle vasche interrate o seminterrate, una parte dell'acqua può essere riservata alle esigenze antincendio. Si deve però prevedere il pompaggio tanto dell'acqua destinata alla rete industriale quanto dell'acqua per le esigenze antincendio. Inoltre, se si vuole garantire la sicurezza dell'alimentazione, è necessario affiancare alle elettropompe una o più motopompe e/o collegare le elettropompe (o una parte delle stesse) con un gruppo elettrogeno.

La capacità dei serbatoi di accumulo deve essere tale da assicurare l'acqua occorrente durante i periodi di punta (mentre la pompa o le pompe che alimentano il serbatoio continuano a pompare la portata media riferita ai consumi giornalieri) oppure da alimentare le utenze per un periodo di tempo prestabilito anche in mancanza dell'alimentazione al serbatoio.

La valutazione della capacità di un serbatoio per acqua industriale non presenta difficoltà se si conosce l'andamento (anche solo approssimativo) dei consumi durante le ore lavorative dello stabilimento (fig. 35.5).

Infatti, supposto noto tale andamento, si può facilmente risalire alla portata da richiedere alla o alle pompe di alimentazione, integrando graficamente il diagramma dei consumi e dividendo il consumo giornaliero totale per il numero di ore lavorative. Si congiunge poi con un segmento di retta l'origine O con il punto terminale P della curva integrale e si tracciano le parallele a quel segmento per i punti più lontani della curva integrale: il segmento verticale intercettato dalle due parallele più distanti

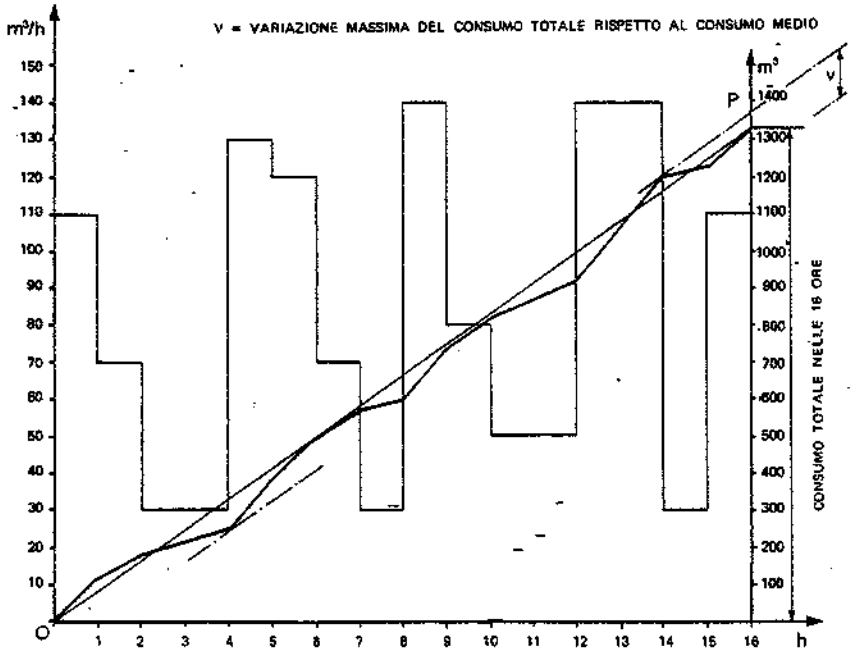


Fig. 35.5 – Determinazione della capacità minima di un serbatoio di accumulo dell'acqua destinata ad utenze industriali.

fra di loro fornisce, nella scala adottata per l'integrale, la capacità minima del serbatoio.

Per sicurezza, tale capacità viene adeguatamente aumentata per tener conto di eventuali, anche se temporanee, richieste di acqua industriale non previste nel diagramma dei consumi oppure di una interruzione nell'alimentazione del serbatoio.

La capacità dei serbatoi può anche essere ricavata ricorrendo alla simulazione dei consumi da parte delle varie utenze oppure a criteri empirici o analogici.

Nei casi in cui non si intende prevedere un serbatoio sopraelevato e si vuole avere una pressione in rete approssimativamente costante, si ricorre alle autoclavi (fig. 35.6). Queste consistono in un serbatoio allacciato alla rete di alimentazione dell'acqua mediante una elettropompa; al serbatoio è collegato un compressore asservito ad un livellostato ed avente la funzione di mantenere un "cuscino d'aria" nella parte superiore del serbatoio. Quando la pressione interna, a seguito di prelievi di acqua, scende sotto un certo limite, la pompa viene messa in funzione da un pressostato e riporta la pressione nel serbatoio al limite superiore, raggiunto il quale la pompa si ferma; si ha pertanto una escursione della pressione nella rete di distribuzione, la cui ampiezza viene prestabilita in relazione alle necessità.

Quando non si adotta l'autoclave ed il pozzo oppure il serbatoio fuori terra (seminterrato o interrato) sono direttamente collegati alla rete di distribuzione dell'acqua, conviene installare, a valle delle pompe, una valvola servocomandata per la regolazione della portata o della pressione (figg. 35.7, 32.60 e 32.61): in tale modo, si mantiene uniforme la pressione in rete e si recupera il "surplus" di acqua non utilizzata; per contro, risulta sprecata l'energia spesa per il sollevamento della portata restituita.

I tubi impiegati per la costruzione delle reti di distribuzione dell'acqua industriale all'interno di uno stabilimento sono di acciaio, ghisa sferoidale oppure di materie plastiche (polietilene).

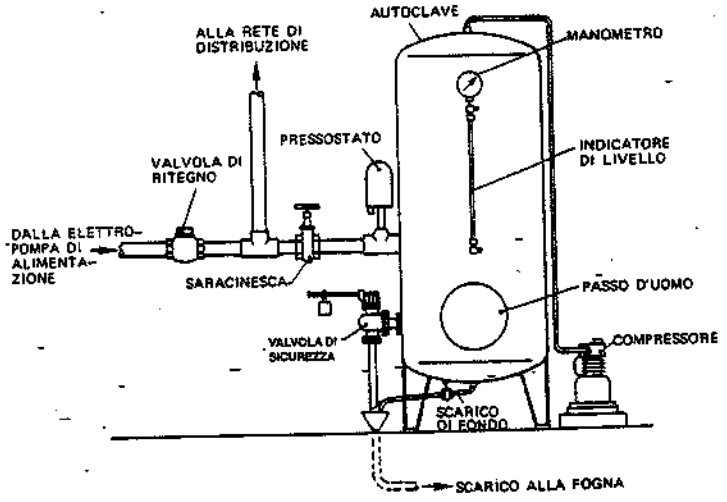


Fig. 35.6 – Autoclave installata su una rete di alimentazione dell'acqua per la regolazione della pressione.

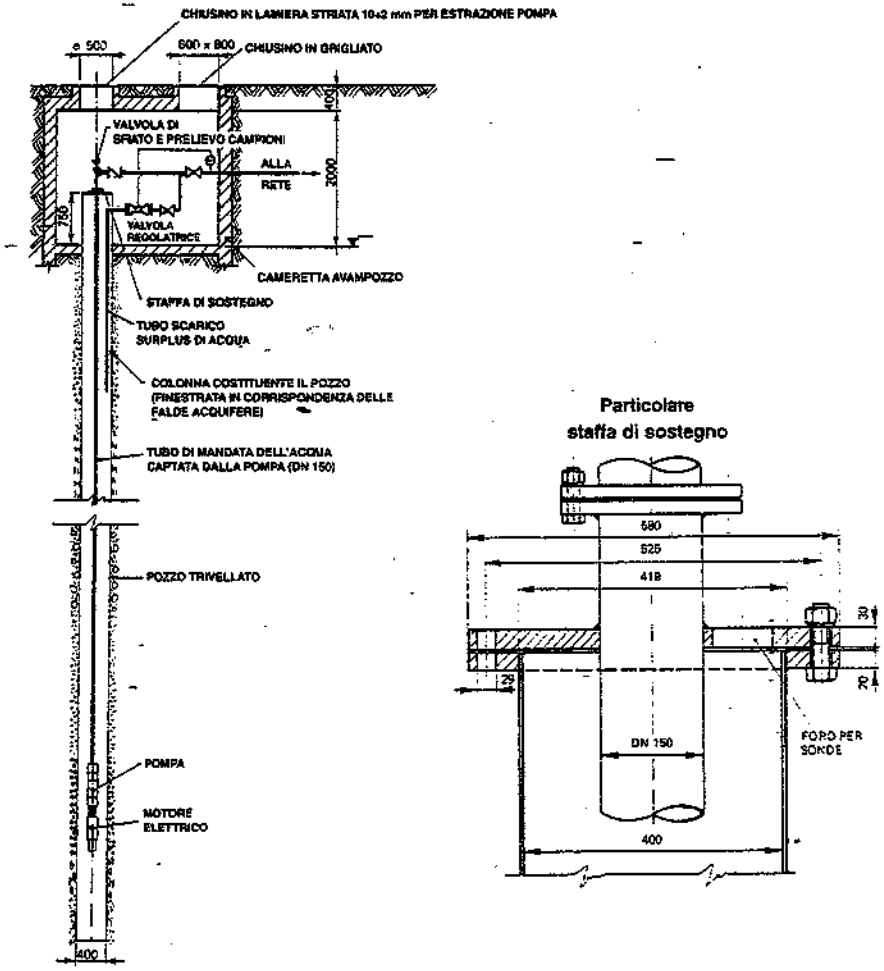


Fig. 35.7 – Installazione di una valvola regolatrice di pressione servocomandata sulla tubazione di mandata dell'acqua captata da un pozzo trivellato e pompata direttamente in rete.

Le tubazioni interrate sono costruite con tubi di acciaio o di ghisa sferoidale (tutti adeguatamente protetti contro la corrosione) o, ancora, di materie plastiche.

La fig. 35.8 schematizza una rete generale dell'acqua industriale nell'ipotesi che l'acqua sia captata da un pozzo, immagazzinata in un serbatoio sopraelevato e distribuita nello stabilimento industriale per caduta: nel caso specifico, la rete di distribuzione interna al fabbricato è del tipo "a maglie", con collegamenti trasversali dotati di saracinesche alle due estremità.

Al fine di consentire lo svuotamento della rete, le tubazioni vengono installate con pendenze dello 0,2÷0,4%, convergenti verso appositi scarichi nella fognatura o

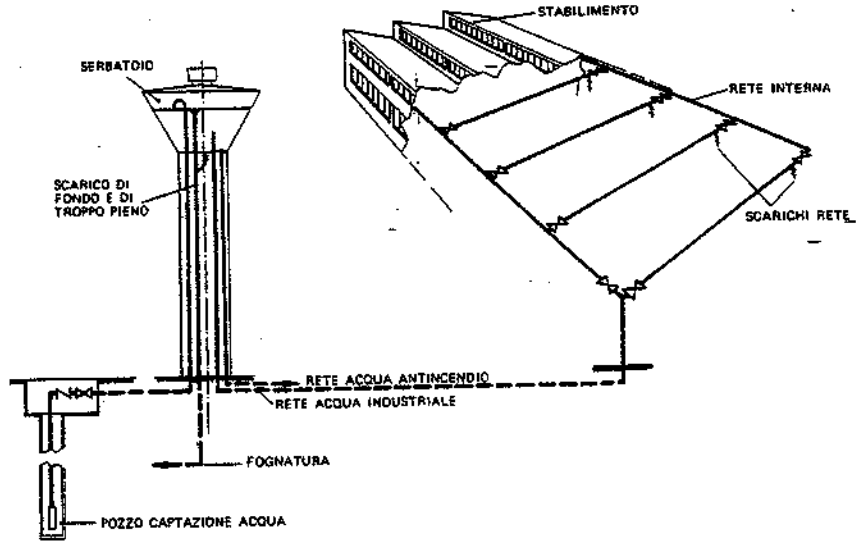


Fig. 35.8 – Rete di distribuzione dell'acqua industriale con serbatoio di accumulo sopraelevato.

nelle condotte di adduzione all'impianto di recupero o a quello di depurazione.

Circa il dimensionamento delle reti di distribuzione dell'acqua industriale, si rimanda al § 35.5.

35.3. ACQUA POTABILE

Nel capitolo 14 (§ 3) abbiamo già elencato gli impianti igienico-sanitari degli stabilimenti industriali che devono essere alimentati con acqua potabile (docce, lavabi, bidè, fontanelle per bere, cucine) ed i relativi fabbisogni minimi: trattasi di circa 50 litri pro-capite e pro-die, escluso l'eventuale ristorante: il consumo giornaliero relativo a quest'ultimo varia da 20÷25 litri/persona nel caso di un servizio per 200 persone/turno a 10÷12 litri/persona nel caso di un servizio per 1000 persone/turno (tali fabbisogni includono sia l'acqua fredda sia l'acqua riscaldata). In totale, 60÷75 litri pro-capite e pro-die.

Sempre nel capitolo 14 abbiamo indicato il fabbisogno minimo di acqua – solitamente di tipo industriale – per vasi alla turca, W.C. e orinatoi. In totale, si considera un fabbisogno non inferiore a 70÷80 litri pro-capite e pro-die (nell'ipotesi che vi sia un orinatoio ogni 30 persone), purché gli orinatoi siano a lavaggio comandato o intermittente (orinatoi a lavaggio continuo fanno all'incirca raddoppiare il fabbisogno giornaliero pro-capite).

Per il dimensionamento delle reti di distribuzione non basta disporre dei fabbisogni minimi giornalieri e per persona; occorre anche conoscere le portate da alimentare ai singoli servizi. A titolo indicativo, si possono adottare i seguenti valori (massimi):

- docce: 0,10 l/s;
- fontanelle: 0,025 l/s;
- lavabi normali: 0,10 l/s; lavabi a più rubinetti: 0,07 l/s per becco.

Per quanto riguarda i servizi alimentati con acqua industriale suggeriamo:
– W.C. o vasi alla turca (con cassetta di cacciata singola): 0,05 l/s;
– orinatoi a lavaggio comandato o intermittente (2): diametro 15÷17 mm≈0,10 l/s; diametro 22÷25 mm≈0,20 l/s.

I consumi unitari suddetti si riferiscono naturalmente ai soli periodi di impiego dell'acqua e costituiscono delle punte. È evidente che la rete di alimentazione dell'acqua ai vari servizi deve essere dimensionata per tali punte e non per i consumi medi giornalieri.

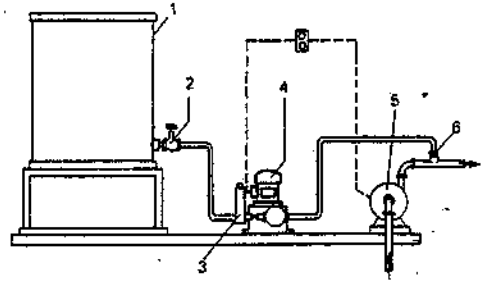
Per non richiedere alla sorgente di alimentazione portate di acqua elevate in certe ore del giorno e ridottissime in altre, è consigliabile prevedere un accumulo di acqua in serbatoi aerei o interrati. In tale caso, il consumo medio giornaliero viene preso in considerazione solo per il progetto dell'impianto di derivazione o captazione delle acque e del relativo allacciamento al serbatoio di accumulo. Di qui, l'acqua viene inviata alle utenze per caduta (se si tratta di un serbatoio sopraelevato) o per pompaggio (se il serbatoio è interrato).

Supponendo che il serbatoio serva esclusivamente per l'accumulo dell'acqua potabile destinata ai servizi igienico-sanitari, il suo volume può essere calcolato imponendo che l'acqua immagazzinata soddisfi alle punte dei consumi. Ad esempio, se uno stabilimento, in relazione al numero dei dipendenti, ha 25 lavabi e 5 docce e si può ritenere che il periodo di punta sia concentrato in venti minuti, la capacità del serbatoio (supponendo che tutte le utenze siano contemporaneamente in funzione per 20 minuti) deve risultare pari a:

$$(25 + 5) \cdot 0{,}10 \cdot 1200 = 3600 \text{ litri.}$$

Naturalmente, quando non si prevede il serbatoio di accumulo, anche la rete di allacciamento all'acquedotto o alla sorgente di captazione va dimensionata per sopperire ai massimi consumi delle utenze.

Escluso il caso di prelievo dell'acqua da un acquedotto pubblico, si dovrà richiedere alla unità socio-sanitaria locale l'esecuzione di analisi chimiche e batteriologiche (trimestrali per i primi 3 anni, successivamente una volta ogni 6 mesi), atte a controllare la potabilità dell'acqua alla captazione ed alle varie utenze; per queste ultime, l'analisi occorre anche se l'acqua proviene da acquedotto pubblico. Quando l'acqua disponibile non è sicuramente potabile, si prevedono impianti di potabilizzazione, che sovente sono del tipo a clorazione. La fig. 35.9 schematizza un impianto del genere: in un serbatoio viene preparata la soluzione sterilizzante



1. Vasca di preparazione soluzione – 2. Rubinetto di chiusura – 3. Apparecchio di regolazione del dosaggio – 4. Dosatore – 5. Pompa di sollevamento – 6. Diffusore.

Fig. 35.9 – Schema di un impianto di potabilizzazione dell'acqua.

(2) Gli orinatoi a lavaggio continuo consumano ininterrottamente 0,05 l/s.

(ad esempio, acqua distillata e ipoclorito di sodio in percentuali opportune) che poi perviene alla pompa erogatrice a membrana od a pistone, la cui funzione è quella di dosare nell'acqua pompata allo stabilimento la percentuale di cloro indicata dalla USSL. Va rilevato che l'azione sterilizzante del cloro persiste solo per un paio di giorni, per cui si devono evitare immagazzinamenti dell'acqua con esso trattata.

Oltre alla sterilizzazione mediante cloro, ricordiamo quella con ozono. Questo procedimento è più costoso della clorazione, ma l'acqua risulta incolore, inodore e insapore. Altri procedimenti di depurazione sono quelli a ultrasuoni ed a raggi ultravioletti.

Al fine di non compromettere la potabilità dell'acqua nella rete di distribuzione interna allo stabilimento, questa viene comunemente realizzata con tubi zincati del tipo unificato oppure di materie plastiche di tipo particolare (atossico).

Per le tubazioni interrate si ricorre a tubi di acciaio oppure di ghisa sferoidale o ancora di materie plastiche: tutti questi tubi sono internamente trattati in modo da non compromettere la potabilità dell'acqua; quelli di acciaio e di ghisa sono anche rivestiti esternamente.

Anche le curve ed i raccordi impiegati per le reti dell'acqua potabile sono unificati. Le valvole sono di bronzo e hanno ovviamente gli stessi diametri dei tubi unificati.

La fig. 35.10 riporta lo schema di una rete di alimentazione dell'acqua potabile: i concetti informatori sono gli stessi già visti a proposito delle reti generali di distribuzione dell'acqua industriale: "a maglie", con collegamenti trasversali intercettabili; pendenza delle tubazioni 0,2÷0,4%; scarichi della rete ubicati nei punti di minore altezza.

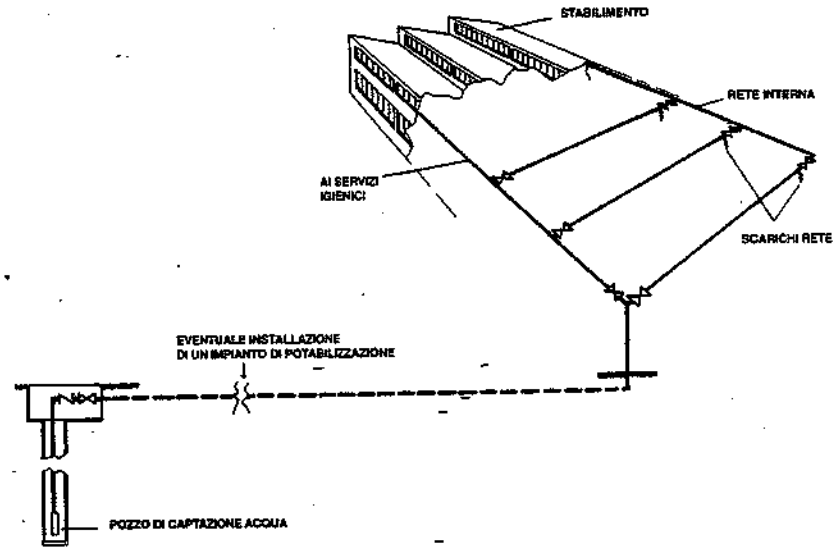


Fig. 35.10 – Rete di distribuzione dell'acqua potabile (captata da un pozzo trivellato).

Sovente, però, la rete di distribuzione dell'acqua potabile non è a maglie, bensì a pettine (fig. 35.11): ciò in quanto l'ubicazione delle utenze ed i relativi consumi sono ben definiti ed è quindi possibile prevedere fin dall'inizio lo sviluppo della rete, la potenzialità delle fonti di alimentazione ed il dimensionamento delle condotte di distribuzione.

La progettazione dei due tipi di rete sarà esaminata al § 35.5.

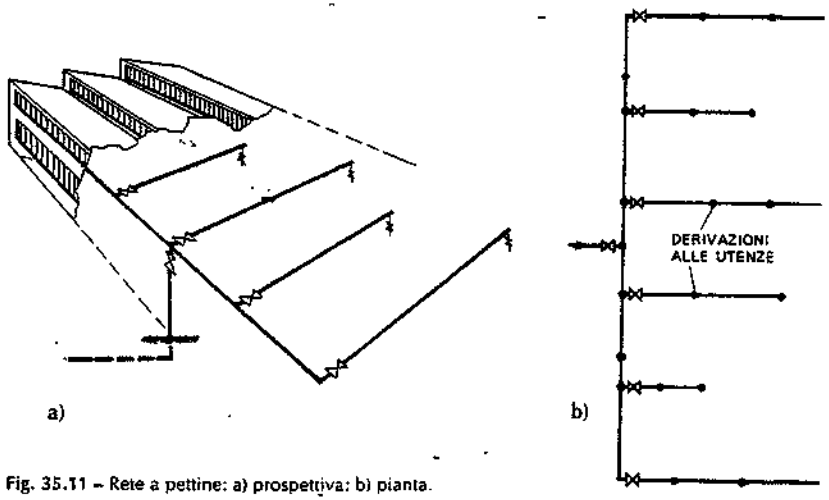


Fig. 35.11 – Rete a pettine: a) prospettiva; b) pianta.

35.4. ACQUA ANTINCENDIO

L'acqua è il mezzo più efficace di intervento contro incendi di materiali combustibili solidi che danno luogo alla formazione di braci.

Degli impianti antincendio ad acqua si tratterà nel capitolo 37, dedicato agli "impianti e dispositivi di protezione antincendio".

Qui ci limitiamo a far presente che, in genere, si prevedono una rete antincendio esterna allo stabilimento (interrata) ed una rete antincendio interna (aerea): di solito, tali reti sono ad anello, con collegamenti trasversali nel caso delle reti interne.

Le reti, sia aeree che interrate, sono realizzate con gli stessi tipi di tubi già indicati a proposito delle reti dell'acqua industriale.

Nel caso degli impianti specifici come quelli a sprinkler e a nebulizzatori, di cui si dirà al capitolo 37, si ricorre in genere a tubi di acciaio zincati.

35.5. PROGETTAZIONE DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE

Esaminiamo ora la progettazione delle reti di distribuzione dell'acqua industriale e potabile negli stabilimenti industriali.

Tale progettazione consiste essenzialmente nella determinazione dei diametri delle tubazioni, essendo in genere note le lunghezze di queste, le pressioni e le portate d'acqua richieste dalle utenze.

Le lunghezze delle tubazioni sono note in quanto la geometria della rete viene stabilita a priori, in base al plant layout, alle caratteristiche del fabbricato, alle esigenze del servizio. Le portate d'acqua da alimentare alle utenze costituiscono un altro dato del problema, insieme alla pressione richiesta all'utilizzazione.

La determinazione dei diametri si effettua applicando il criterio del minimo costo totale.

Peraltro, una valutazione di massima del diametro delle tubazioni convoglianti portate note di acqua può già essere impostata assumendo valori medi della velocità del fluido variabili da 1 a 2 m/s. La rete dell'acqua antincendio fa caso a sé: infatti, poiché essa viene utilizzata saltuariamente e per tempi limitati, il criterio del minimo costo ha un'importanza relativa; pertanto, tale rete viene in genere dimensionata assumendo valori della velocità dell'acqua variabili da 2 a 3 m/s.

Due sono i tipi di rete realizzati in pratica per la distribuzione dell'acqua:

- *reti a pettine* (fig. 35.11);
- *reti a maglie* (fig. 35.12).

Di seguito illustriamo alcuni metodi di dimensionamento dei due tipi di rete suddetti.

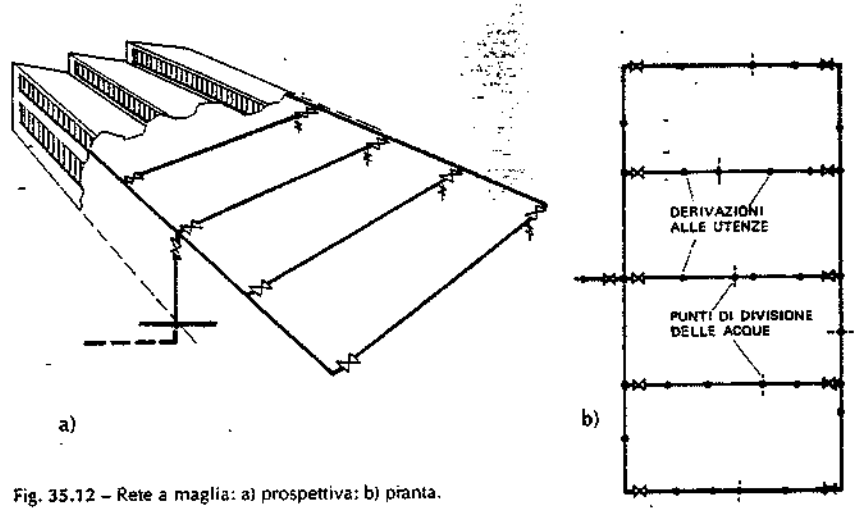


Fig. 35.12 – Rete a maglia: a) prospettiva; b) pianta.

1. Reti a pettine

Metodo del diametro economico

È il più adatto per il dimensionamento di condotte con servizio di estremità, ossia convoglianti acqua da una fonte di alimentazione a un punto di utilizzazione (figg. 35.13 e 35.14). Si presta però anche al dimensionamento delle reti di distribuzione interne agli stabilimenti industriali. Con riferimento alla rete a pettine di fig. 35.11, si applica il metodo in esame ai due collettori principali. Dimensionato il diametro di tali collettori, si valutano le quote piezometriche in corrispondenza dei

punti di derivazione dei rami secondari. D'altra parte, sono note in partenza le quote piezometriche in alcuni punti (utenze) dei rami secondari, per cui risulta possibile determinare il diametro di ciascun ramo applicando una delle formule monomie usuali per la valutazione delle perdite di carico h in un tronco generico di condotta avente lunghezza l e diametro D; com'è noto, tali formule sono del tipo:

$$h = k\frac{q^b l}{D^n} \tag{35.1}$$

Una delle formule più note per la determinazione di h è quella di Darcy:

$$h = \beta\frac{q^2 l}{D^n} \tag{35.2}$$

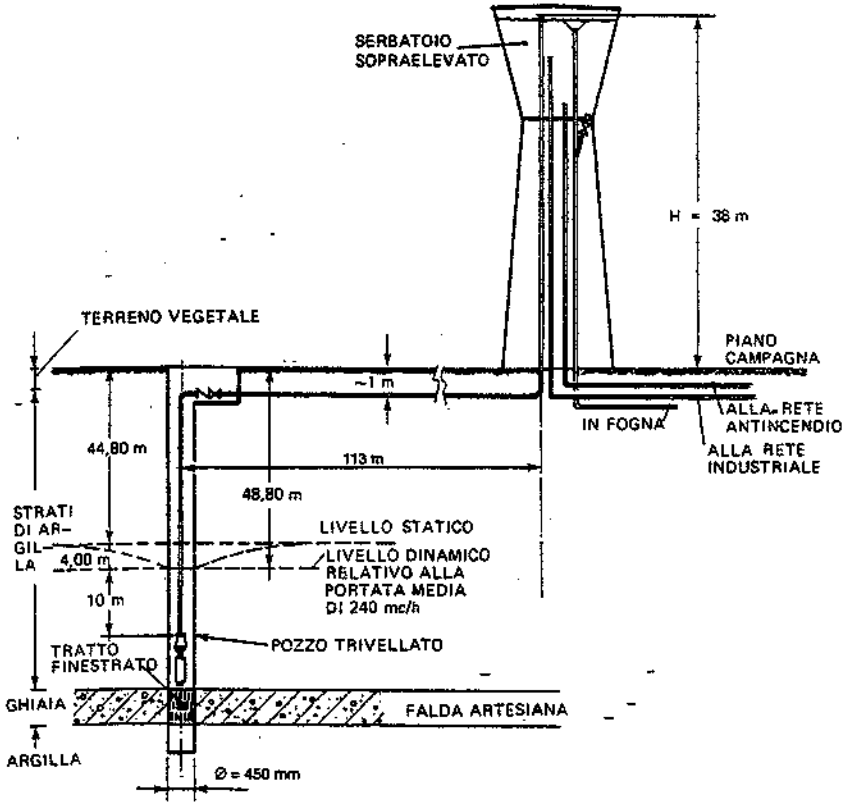


Fig. 35.13 – Esempio di condotta con servizio di estremità: pompaggio di acqua da un pozzo ad un serbatoio sopraelevato.

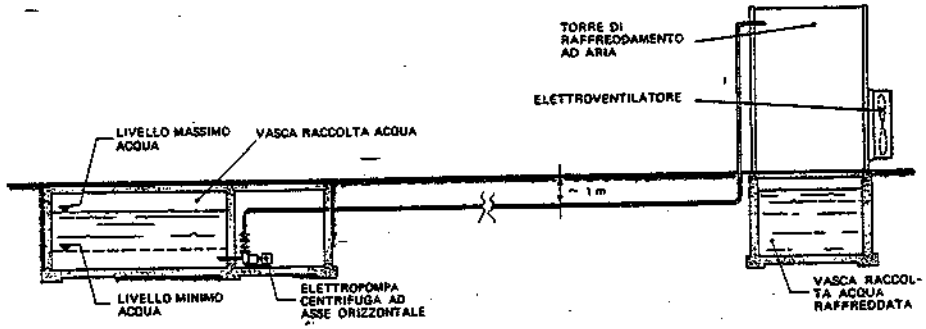


Fig. 35.14 – Esempio di condotta con servizio di estremità: pompaggio di acqua (calda) da una vasca interrata ad un impianto di raffreddamento ad aria atmosferica (v. cap. 48 § 13).

con β funzione della scabrezza e n = 5 (nel qual caso β dipende anche dal diametro) oppure n = 5,33 (β non dipende da D). Il nomogramma della fig. 35.15.a consente di calcolare direttamente i valori della perdita di carico h secondo la $\beta q^2 l/D^{5,33}$ in una determinata tubazione di acciaio. Inversamente, il nomogramma di fig. 35.15.b consente di individuare, in base alla stessa formula, il diametro delle tubazioni di acciaio nota che sia, oltre alla portata ed alla geometria della tubazione, la perdita di carico h ammessa o prefissata.

Nel caso che qui interessa assumeremo:

$$h = \beta \cdot \Sigma\frac{q_i^2 l_i}{D_i^n} \tag{35.3}$$

La sommatoria indicata nella (35.3) è dovuta al fatto che si deve tener conto delle diverse derivazioni di entità q_i distribuite lungo ciascun ramo i.

Il costo annuo di una rete di distribuzione dell'acqua risulta costituito dai seguenti componenti:

1. quota di ammortamento relativa alla rete;
2. quota di ammortamento relativa alle pompe;
3. costo di esercizio delle pompe;
4. costo di manutenzione delle pompe e della rete.

Conglobando i costi di manutenzione con quelli di ammortamento, il costo annuo totale C (lire/anno) per il pompaggio di una portata d'acqua Q (m^3/s) in una tubazione lunga L, può esprimersi sinteticamente con

$$C = C_1 + C_2 + C_3 \tag{35.4}$$

dove:

C_1 = costo annuo dovuto all'ammortamento e alla manutenzione della tubazione;
C_2 = costo annuo dovuto all'ammortamento e alla manutenzione delle pompe;
C_3 = costo annuo dovuto al consumo di energia elettromotrice per il funzionamento delle pompe.

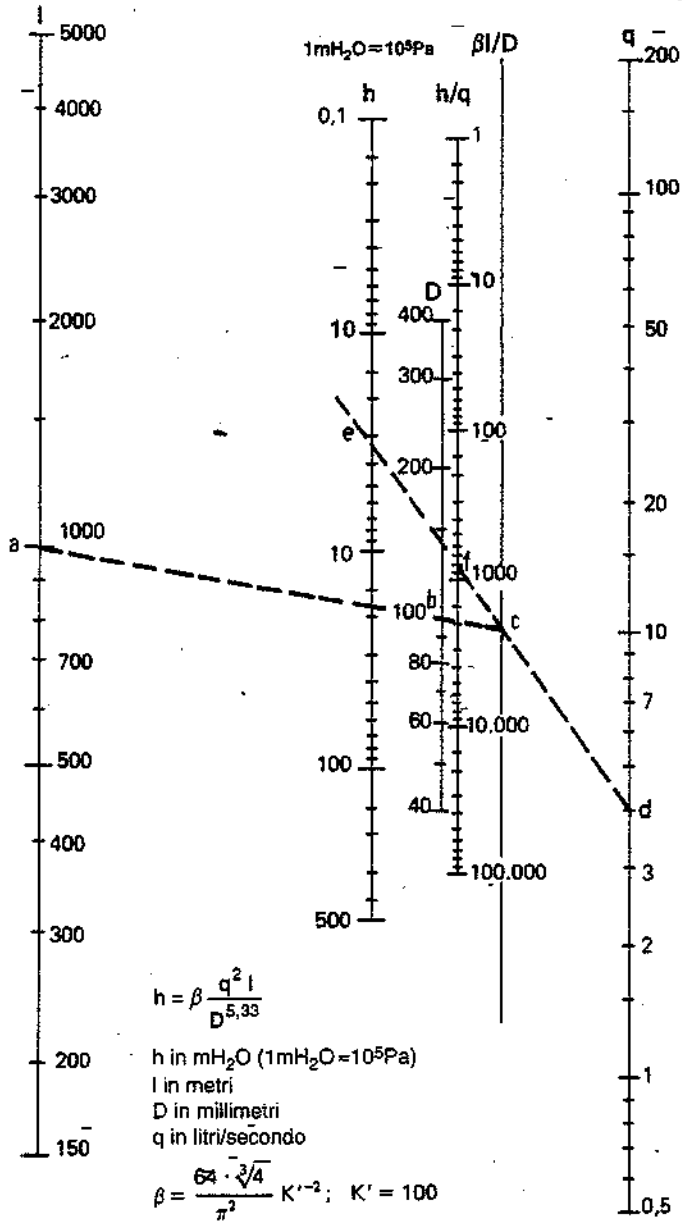


Fig. 35.15.a – Nomogramma per la determinazione della perdita di carico nei tubi di acciaio secondo la formula di Darcy.

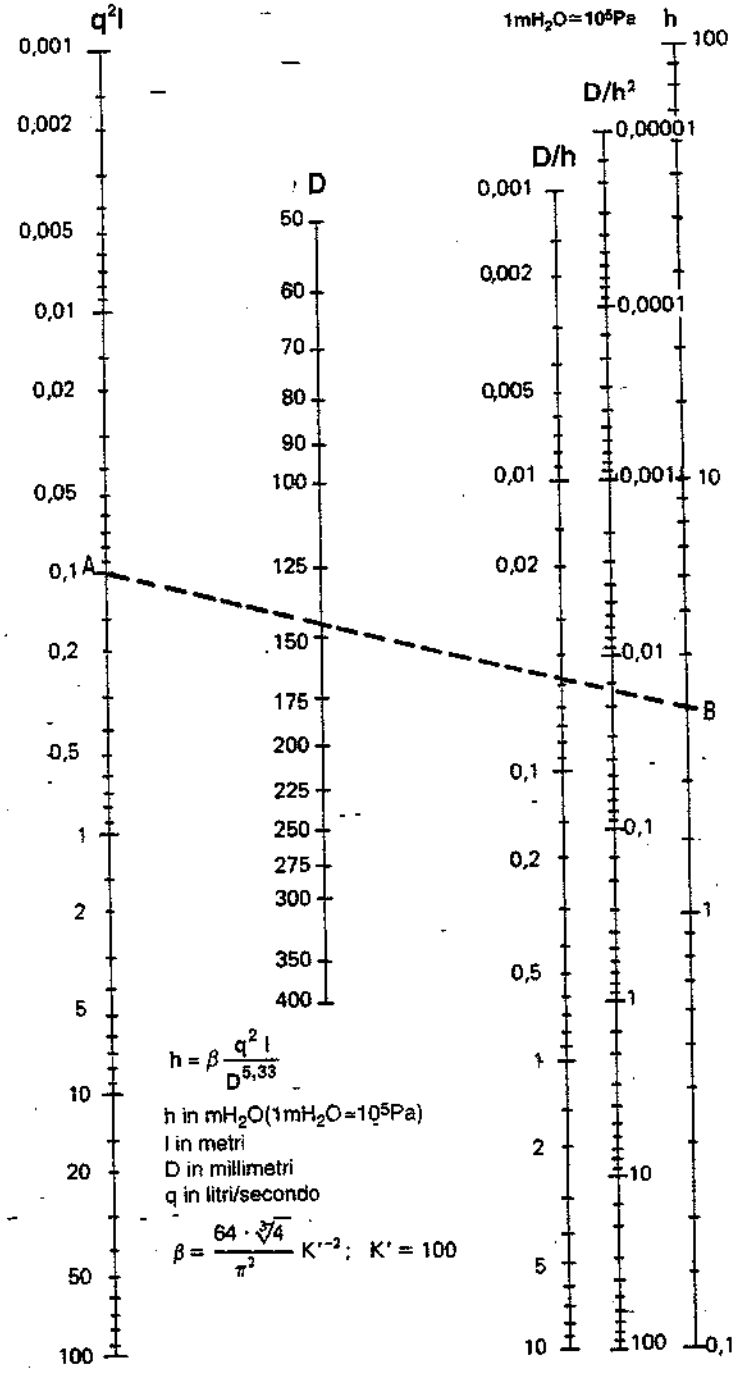


Fig. 35.15.b – Nomogramma per la determinazione del diametro dei tubi di acciaio in base alla formula di Darcy.

Come è ovvio, una diminuzione del diametro della rete provoca una diminuzione di C_1 e un aumento di C_2 e di C_3; viceversa, un aumento del diametro fa aumentare C_1 e diminuire C_2 e C_3. Si tratta di dimensionare le tubazioni e di scegliere le pompe in modo che il costo annuo totale risulti minimo.

Ora, il costo di 1 m di tubazione (lire/m) installata in opera, può essere calcolato mediante l'espressione:

$$A\,D^m$$

dove:

D = diametro interno della tubazione;

A,m = coefficienti che tengono conto del tipo di tubazione impiegato e dei prezzi correnti di fornitura e posa in opera della stessa nel momento in cui si realizza l'impianto (3).

Il costo delle pompe (in lire), complete di motore ed apparecchiatura elettrica, si può esprimere mediante la:

$$B\,P^p$$

dove:

P = potenza elettrica assorbita dal motore, in kW;

B,p = coefficienti che dipendono dal tipo di pompe impiegate (sommerse, ad asse orizzontale o verticale, ecc.).

Il costo dovuto al funzionamento delle pompe (in lire/anno) si ottiene moltiplicando la potenza elettrica assorbita P per il numero di ore annue di funzionamento N e per il costo unitario dell'energia elettrica c_w (lire/kWh):

$$c_w\,N\,P$$

Si può allora scrivere:

(35.5) $$C_1 = r_1\,A\,D^m\,L \qquad (4)$$

(35.6) $$C_2 = r_2\,B\left(\frac{1000}{102\,\eta}\right)^p \cdot \left(QH + \beta\frac{Q^3}{D^n}L\right)^p \qquad (5)$$

(35.7) $$C_3 = c_w\,N\,\frac{1000}{102\,\eta}\cdot\left(QH + \beta\frac{Q^3}{D^n}\,L\right)$$

avendo adottato, oltre a quelli già noti, i seguenti simboli:

r_1 = fattore che assomma il termine unitario di ammortamento della rete e il coefficiente normalmente adottato per valutare il costo di manutenzione della stessa;

(3) In A viene pure conglobato un fattore dimensionale che tiene conto delle unità di misura adottate per C_1 e D.

(4) Se la condotta è costituita da n rami aventi diametri diversi D_i (decrescenti nel senso del flusso), ognuno lungo l_i, la (35.5) diventa:

$$C_1 = r_1 \sum_{i=1}^{n} A\,D_i^m\,l_i$$

dove n è il numero di rami costituente la condotta.

(5) Si è adottata la formula di Darcy per il calcolo delle perdite di carico nella tubazione; è peraltro sempre possibile considerare altre formule di tipo monomio.

r_2 = fattore che assomma il termine unitario di ammortamento delle pompe e il coefficiente normalmente adottato per valutare il costo di manutenzione delle stesse;

D = diametro interno del tubo (m);

L = lunghezza della tubazione (m);

η = prodotto del rendimento della pompa per il rendimento del motore (se la pompa ha il riduttore, η tiene anche conto del rendimento di questo);

H = prevalenza comprendente il dislivello geodetico della condotta e quello piezometrico richiesto allo sbocco (m);

β = coefficiente della formula di Darcy per il calcolo delle perdite di carico nelle tubazioni;

n = esponente del diametro del tubo D nella formula di Darcy.

In definitiva, la (35.4) si può scrivere nella forma seguente (35.8):

$$C = C_1 + C_2 + C_3 = r_1\,A\,D^m\,L + r_2\,B\left(\frac{9.8}{\eta}\right)^p \cdot \left(QH + \beta\frac{Q^3}{D^n}\,L\right)^p + c_w\,N\,\frac{9.8}{\eta}\left(QH + \beta\frac{Q^3}{D^n}\,L\right)$$

Poiché si ricerca il diametro più economico della tubazione, deve essere nulla la derivata prima di C rispetto a D. La derivata della (35.8) vale:

$$\frac{dC}{dD} = m\,r_1\,A\,D^{m-1}\,L - n\,r_2\,B\left(\frac{9.8}{\eta}\right)^p \cdot p \cdot \beta\frac{Q^3}{D^{n+1}} \cdot L\left(QH + \beta\frac{Q^3}{D^n}\,L\right)^{p-1} - n\,c_w\,N\frac{9.8}{\eta}\beta\frac{Q^3}{D^{n+1}}\,L$$

Mettendo in evidenza L/D^{n+1} e annullando la derivata, si ottiene:

$$\frac{dC}{dD} = \frac{L}{D^{n+1}}\left[m\,r_1\,A\,D^{m+n} - n\,r_2\,B\left(\frac{9.8}{\eta}\right)^p \cdot p\,\beta\,Q^3\left(QH + \beta\frac{Q^3}{D^n}L\right)^{p-1} - n\,c_w\,N\frac{9.8}{\eta}\beta\,Q^3\right] = 0$$

Si ha così la condizione di minimo costo:

(35.9) $$m\,r_1\,A\,D^{m+n} = n\,r_2\,B\,p\,\beta\,Q^3\left(\frac{9.8}{\eta}\right)^p \cdot \left(QH + \beta\frac{Q^3}{D^n}\,L\right)^{p-1} + n\,c_w\,N\frac{9.8}{\eta}\beta\,Q^3$$

L'espressione (35.9) resta valida sempre, purché si abbia l'avvertenza di introdurre i coefficienti adatti in relazione al tipo di pompe e tubazioni impiegate.

Introducendo la portata d'acqua da convogliare ed i diametri dei tubi unificati, si risolve la (35.9) con metodi di calcolo numerici, facilitati dall'impiego di un elaboratore elettronico. In genere, la condizione di minimo costo cade fra due valori successivi di diametri commerciali: fra i due, si sceglie il diametro per il quale la dC/dD ha il valore assoluto minore.

Se si trascura l'incidenza del costo dovuto alla pompa, la (35.9) si semplifica come segue:

(35.10) $$m\,r_1\,A\,D^{m+n} = n\,c_w\,N\frac{9.8}{\eta}\beta\,Q^3$$

Tale semplificazione è accettabile quando la prevalenza resistente dell'impianto è trascurabile rispetto alla somma della prevalenza geodetica e della pressione richiesta all'utenza oppure quando l'incidenza del costo della pompa è trascurabile rispetto al costo della tubazione (caso dei piccoli impianti).

La risoluzione della (35.10) può essere affrontata in modo analogo alla (35.9).

ii. Reti a maglie

1) *Metodo della massima economia*

Questo primo metodo di dimensionamento delle reti a maglie (fig. 35.12) si basa sull'ipotesi semplificativa che il costo delle tubazioni sia proporzionale al diametro.

Prima di illustrare il procedimento di calcolo, introduciamo alcune espressioni correntemente usate per individuare le parti costituenti le reti a maglie. Queste comprendono le *maglie* vere e proprie e le cosiddette *diramazioni* (fig. 35.16).

Ogni maglia è costituita da tre o più *lati*, sui quali si individuano *rami* e *nodi*.

Si chiamano *nodi*:

- i punti di una tubazione ai quali perviene o dai quali defluisce una portata di acqua nota;
- il punto di una tubazione caratterizzato dal fatto che la portata erogata in quel punto proviene parte da una estremità e parte dall'altra estremità della tubazione (*punto di separazione delle acque*).

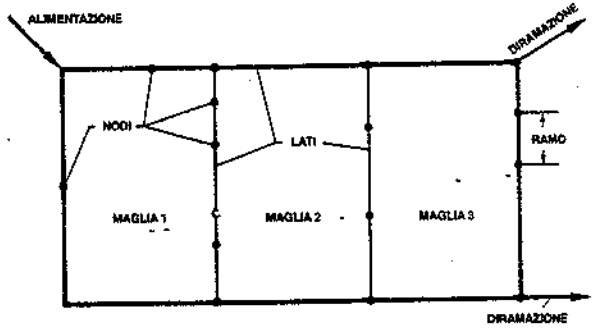


Fig. 35.16 – Composizione tipica di una rete a maglie.

Si denominano *rami* i tratti di tubazione (a sezione costante) compresi fra due nodi consecutivi.

Stanti le caratteristiche costruttive delle reti a maglie, è ovvio che devono essere soddisfatte le condizioni di seguito richiamate.

a) *Equazioni di continuità delle portate* applicate ad ogni *nodo* della rete:

$$\sum_{N}(\pm q_i) \pm Q_N = 0 \qquad (35.11)$$

dove $+q_i$ sono le portate che percorrono i rami convergenti nel nodo N; $-q_i$ le portate nei rami che ne divergono; $+Q_N$ indicano le portate che confluiscono al nodo N dall'esterno (alimentazione della rete), mentre $-Q_N$ sono le portate che si dipartono dallo stesso nodo (utenze): in altre parole, le q_i interessano i rami delle maglie e le Q_N le diramazioni.

b) *Principio di continuità dei carichi* (o *equazioni di movimento*), espresso dalle seguenti equazioni applicate ad ogni *maglia* della rete:

$$\sum_{M}(\pm h_i) = 0 \qquad (35.12)$$

assumendo la perdita di carico h_i con il segno + o il segno – a seconda che la corrente, lungo i lati di ogni maglia, ha senso concorde o discorde con il senso di circolazione preventivamente assunto come positivo.

La determinazione dei diametri e delle quote piezometriche incognite può effettuarsi applicando le *equazioni di massima economia*:

$$\sum_{N}\left(\pm\frac{D_i\, l_i}{h_i}\right) = 0 \qquad (35.13)$$

esprimenti la condizione che, per ogni nodo N della rete, la somma dei rapporti $D_i\, l_i/h_i$ relativi ai rami che convogliano acqua al nodo (segni +) deve essere uguale alla somma de-gli stessi rapporti relativi ai rami che da quel nodo si dipartono (segni–).

La formula (35.13) si può ricavare, ad esempio, facendo riferimento allo stralcio di rete di fig. 35.17, raffigurante un ramo che converge verso un nodo dal quale si dipartono due rami. Supposte note le prevalenze nei nodi 1, 2 e 3, le lunghezze dei tre rami e le portate q_1, q_2 e q_3, si può scrivere, applicando la legge di Darcy (o altra formula similare):

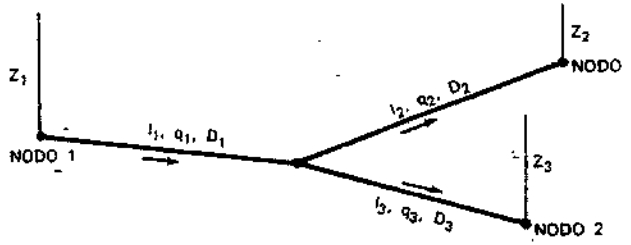


Fig. 35.17 – Stralcio di una rete idrica.

$$z_1 - z = \beta\frac{q_1^2\, l_1}{D_1^n}$$

$$z - z_2 = \beta\frac{q_2^2\, l_2}{D_2^n}$$

$$z - z_3 = \beta\frac{q_3^2\, l_3}{D_3^n}$$

Quindi:

$$D_1 = \left(\frac{\beta q_1^2 l_1}{z_1 - z}\right)^{1/n}$$

$$D_2 = \left(\frac{\beta q_2^2 l_2}{z - z_2}\right)^{1/n}$$

$$D_3 = \left(\frac{\beta q_3^2 l_3}{z - z_3}\right)^{1/n}$$

Poiché si è supposto che il costo delle tubazioni sia proporzionale al diametro, si può esprimere il costo dei tre rami 1, 2, 3 nella forma:

$$C = R\,(D_1 l_1 + D_2 l_2 + D_3 l_3)$$

Dovendo ricercare il minimo costo, si impone:

$$\frac{dC}{dz} = 0$$

risolvendo la quale si ottiene appunto la (35.13).

Per l'applicazione delle equazioni di massima economia si individuano i punti di divisione delle acque in ciascun lato trasversale della rete: tali punti cadono ovviamente in corrispondenza di prelievi dalle tubazioni ovvero di nodi. Si determinano le portate nei singoli rami e, tenendo conto delle quote piezometriche note, si precisano le piezometriche dei punti di divisione in precedenza individuati (per ciascun lato si tratta ovviamente dei valori minimi rispetto ai valori della quota piezometrica in tutti gli altri nodi).

A questo punto si assumono valori piezometrici di tentativo (purché congruenti con le quote piezometriche note) nei vari nodi di ogni maglia.

Quindi, con la formula di Darcy o con altra formula analoga, si determinano i diametri dei tubi fra nodo e nodo.

Ciò fatto, si applicano le equazioni di massima economia. Per iterazioni successive si perviene ad individuare il diametro teorico più conveniente.

In pratica, si sceglieranno tubi i diametro unificato, limitando ragionevolmente le variazioni di diametro da un ramo all'altro (ciò può ovviamente alterare la condizione di massima economia).

Vale la pena di rilevare che una rete a maglie può anche essere dimensionata con il *metodo del diametro economico*. Basta infatti considerare il solo anello esterno (fig. 35.18) senza i lati trasversali, in luogo dei quali figureranno le relative portate in uscita (queste possono

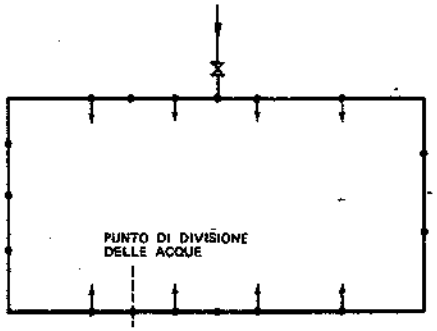


Fig. 35.18 – Dimensionamento dell'anello esterno di una rete a maglia con il metodo del diametro economico.

essere valutate individuando preventivamente i punti di divisione delle acque nei singoli lati). Determinato il punto di divisione delle acque dell'anello esterno, si dimensionano i due tratti di quest'ultimo con il metodo del diametro economico. Sono ora note le quote piezometriche z in corrispondenza dei nodi di estremità di ciascun lato interno all'anello. Stabilite le quote piezometriche minime z_{min} nei punti di divisione delle acque, si può applicare la formula monomia di Darcy o altra analoga, imponendo che per ognuno dei due tratti di tubazione compresi fra il rispettivo nodo di derivazione dall'anello esterno ed il punto di divisione delle acque risulti

$$h = \beta \Sigma \frac{q_i^2 l_i}{D_i^n} \leq z - z_{min}$$

2) *Metodo parametrico*

Questo metodo non introduce più l'ipotesi semplificativa del costo delle tubazioni direttamente proporzionale al diametro (6): i dati di partenza sono costituiti dalla geometria del circuito, dalle portate alle utenze e dai valori della pressione minima da assicurare in corrispondenza delle stesse.

Il procedimento è di tipo iterativo e viene sviluppato con l'ausilio di un elaboratore elettronico. Esso inizia con un dimensionamento preliminare della rete, corrispondente alla valutazione delle portate e delle pressioni nei vari rami e nodi.

Successivamente, il programma procede secondo le seguenti alternative:

- alternativa 1: in uno o più nodi la pressione conseguente al dimensionamento preliminare della rete è inferiore alla pressione minima richiesta; il programma individua il nodo caratterizzato dalla maggior differenza di pressione (rispetto alla pressione di progetto) e aumenta il diametro di uno o più rami della rete adottando il diametro unificato immediatamente superiore a quello della soluzione di partenza; il ramo o i rami sui quali il programma interviene, sono quelli il cui incremento di diametro provoca il massimo aumento di pressione nel nodo in questione con il minimo incremento di costo;
- alternativa 2: le pressioni nei nodi sono, quale più quale meno, superiori a quelle di progetto (alcune potrebbero anche essere uguali); il programma sceglie il nodo caratterizzato dalla minima differenza fra la pressione risultante e la pressione di progetto e prova a diminuire il diametro di uno o più rami della rete adottando il diametro unificato immediatamente inferiore, sempre tenendo presente la condizione che la pressione nei nodi non scenda sotto i valori di progetto (7); il ramo o i rami interessati dal procedimento sono quelli il cui decremento provoca la minima diminuzione di pressione nel nodo in esame con la massima diminuzione di costo.

Ad ogni iterazione viene calcolato il costo annuo dovuto all'ammortamento ed alla manutenzione della rete e delle pompe, nonché il costo annuo dovuto al consumo di energia elettromotrice per il funzionamento delle pompe stesse, in base a espressioni come le (35.5), (35.6) e (35.7); si perviene così a individuare la soluzione cui corrisponde il minimo costo globale.

3) *Metodo di Cross*

Il *metodo di Hardy Cross* o del *bilanciamento dei carichi* ricerca anzitutto una

(6) Il costo annuo totale dell'alimentazione dell'acqua alle utenze è quindi esprimibile con espressioni come la (35.8).

(7) In realtà, l'approssimazione richiesta alla progettazione consente tolleranze (di entità stabilita a priori) in più o in meno rispetto alla pressione di progetto.

soluzione che soddisfi le equazioni di continuità delle portate (35.11).

Tale soluzione sarà in genere sbilanciata rispetto ai carichi; deve pertanto essere corretta, facendo circolare in ogni maglia una portata tale da realizzare il bilanciamento dei carichi.

Poiché le maglie hanno lati in comune, il bilanciamento, eseguito per una generica maglia, sbilancerà le maglie contigue già precedentemente bilanciate.

Occorre quindi eseguire una prima serie di bilanciamenti, ripetendo più volte l'operazione. In generale, però, con due o tre serie di bilanciamenti si ottengono risultati già sufficientemente approssimati.

In termini quantitativi il procedimento assume la forma seguente.

Come detto in precedenza, per una soluzione che soddisfi le condizioni di continuità delle portate e cioè tale che

$$\sum_N (\pm q_i) \pm Q_N = 0$$

si ha in genere

$$\sum_M \left(\pm r_i q_i^2\right) \neq 0 = \Delta h$$

essendo

$$r_i = k \frac{l_i}{D_i^n}$$

In altri termini, la rete è sbilanciata rispetto ai carichi.

Per annullare Δh si considera una portata correttiva di verso e di entità tale da realizzare il bilanciamento della maglia, e cioè tale che sia:

$$\sum_M \left[\pm r_i \left(q_i \pm q_c\right)^2\right] = 0$$

dove q_c rappresenta la portata correttiva. Si noti che questa non sbilancia l'equazione di continuità delle portate in quanto la stessa portata q_c arriva e riparte dallo stesso nodo. Trascurando i termini di secondo grado e risolvendo rispetto a q_c si ottiene:

$$q_c = -\frac{\Sigma\left(\pm r_i q_i^2\right)}{2 \Sigma r_i q_i} \tag{35.14}$$

Poiché l'operazione deve essere ripetuta per tutte le maglie della rete, le portate correttive si sommano algebricamente alle portate q_i fluenti lungo i lati comuni delle maglie.

Il metodo iterativo di Hardy Cross può essere sviluppato con calcoli manuali nel caso di reti non troppo estese (8). Viene spesso impiegato per controllare la bontà di un dimensionamento effettuato con un procedimento qualsiasi e per verificare se una rete esistente, alla quale siano state apportate variazioni nelle derivazioni o nei consumi, soddisfa ancora le condizioni di ottimizzazione valide inizialmente: è infatti un metodo di verifica per antonomasia.

(8) Altri metodi, come quello di Newton-Rapson, sono sviluppati esclusivamente con calcolatori elettronici.

35.6. PERDITE DI CARICO ENTRO TUBI DI VARIO TIPO

Riteniamo utile riportare alcuni diagrammi che forniscono le relazioni fra perdita di carico, diametro, portata e velocità dell'acqua nel caso di tubi rettilinei costruiti in materiali diversi.

L'abaco di fig. 35.19 si riferisce a tubi di acciaio nuovi, bitumati internamente, aventi diametri variabili da DN 40 a DN 400 e convoglianti acqua a 15°C.

Il diagramma è stato costruito utilizzando la *formula di Scimemi-Veronese*:

$$J = 6{,}81 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q^{1{,}82}}{D^{4{,}71}} \tag{35.15}$$

dove:

J = perdita di carico in m/km di condotta (1 $mH_2O = 10^5$ Pa);
Q = portata d'acqua in l/s;
D = diametro interno effettivo del tubo in mm.

Per tener conto del fatto che, con il tempo, le perdite di carico nei tubi aumentano, è consigliabile moltiplicare i valori di J ricavati dalla (35.15) o letti sul diagramma di fig. 35.19, per un coefficiente compreso fra 1,1 e 1,4: i valori minori si adottano nel caso di acque poco dure, non aggressive e aventi bassa acidità oppure per tubi aventi i diametri più elevati della gamma considerata (in tali tubi, com'è intuitivo, l'aumento della scabrezza esercita un'influenza minore sulla perdita di carico).

Nel caso di tubi di acciaio nuovi zincati, si può adottare la *formula di Marchetti*:

$$J = 12 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q^{1{,}83}}{D^{4{,}83}} \tag{35.16}$$

con la quale è stato costruito il diagramma di fig. 35.20.

Trattandosi di tubi zincati, le condizioni della superficie rimangono invariate nel tempo, per cui i valori di J ricavati con la (35.16) non devono essere maggiorati per i tubi usati.

In generale, a tutti i tipi di tubi può essere applicata la *formula di Colebrook e White*:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log\left(\frac{\varepsilon}{3{,}7 \cdot D} + \frac{2{,}51}{Re\sqrt{\lambda}}\right) \tag{35.17}$$

dove:

$\lambda = \dfrac{D \cdot i}{v^2/2g}$ = indice di resistenza, adimensionale (essendo i la perdita di carico in metri/metro di tubo e v la velocità dell'acqua nei tubi in m/s);

$Re = \dfrac{v D}{\nu}$ = numero di Reynolds, adimensionale (ν è la viscosità cinematica del liquido in m^2/s);

ε = scabrezza delle pareti del tubo in metri (9);

D = diametro interno del tubo in metri.

(9) Nel caso di tubi rivestiti con malta cementizia o bitumati si assume $\varepsilon = 0{,}1$ mm, mentre si può all'incirca considerare $\varepsilon = 0{,}05$ nel caso di tubi grezzi nuovi.

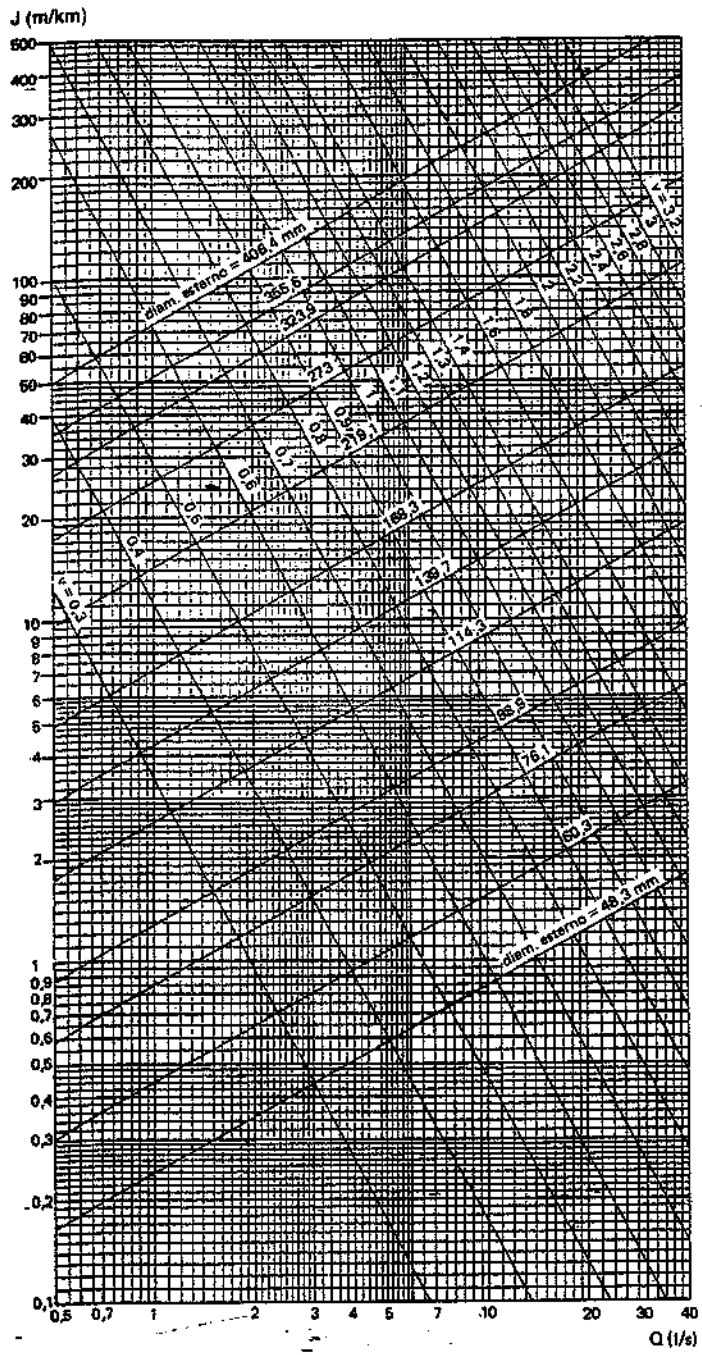


Fig. 35.19 – Perdite di carico in tubi di acciaio nuovi, bitumati internamente, convoglianti acqua a 15°C e aventi diametri compresi fra DN 40 e DN 400.

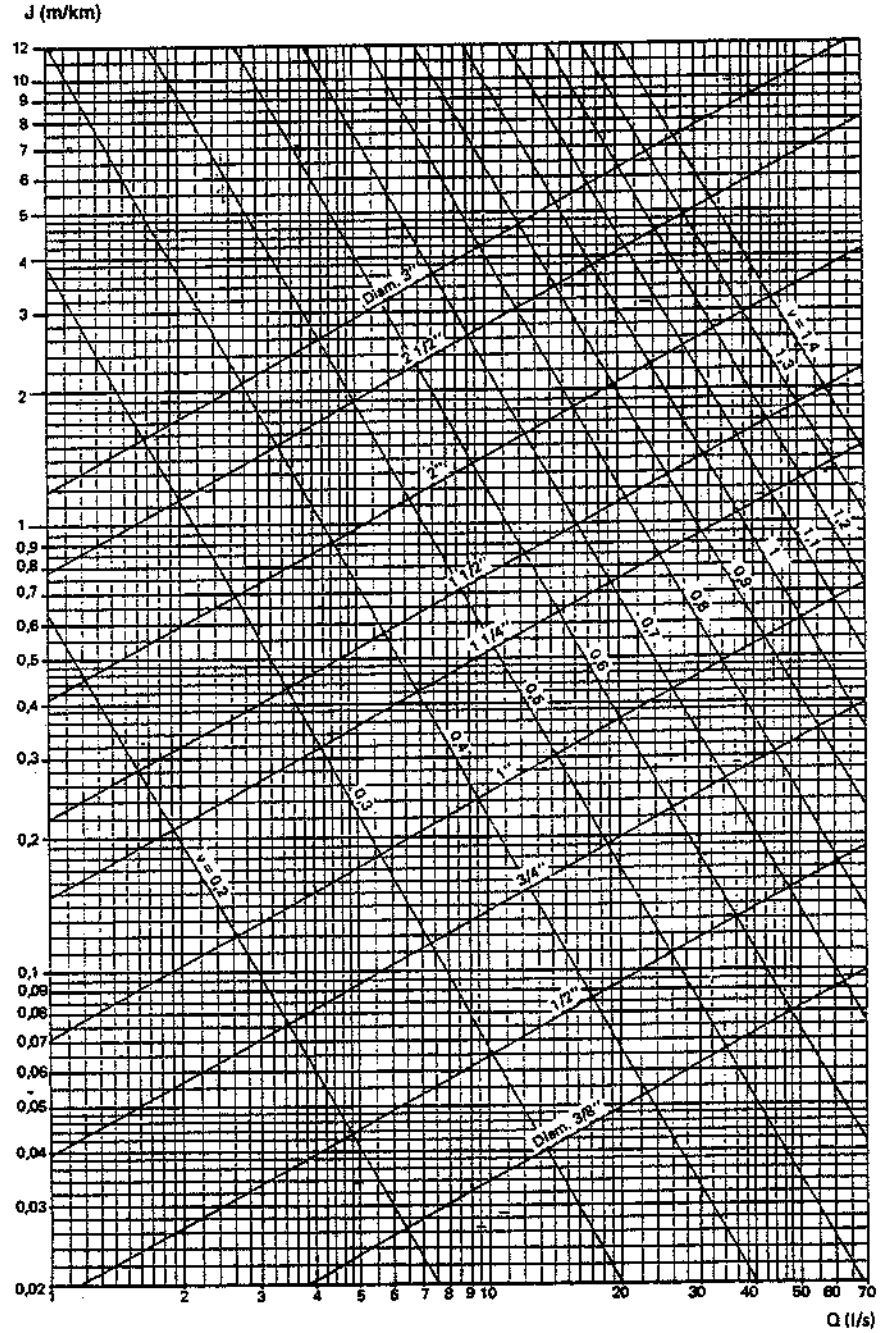


Fig. 35.20 – Perdite di carico in tubi di acciaio nuovi, zincati, convoglianti acqua a 15°C.

La (35.17) è diagrammata in fig. 35.21, mentre la fig. 35.22 consente di valutare le perdite di carico nel caso dei tubi di acciaio.

Dalla (35.17) si può risalire alla seguente espressione, che fornisce la portata della condotta in funzione del diametro del tubo D, della viscosità cinematica del liquido ν (per acqua a 12°C : $\nu = 1{,}24 \cdot 10^{-6}$), della accelerazione di gravità g (9,81 m/s^2), della scabrezza delle pareti della condotta ε e della perdita di carico i:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4}\left[-2 \cdot \lg\left(\frac{2{,}51 \cdot \nu}{D \cdot \sqrt{2g \cdot i \cdot D}} + \frac{\varepsilon}{3{,}71 \cdot D}\right)\right] \cdot \sqrt{2g \cdot i \cdot D} \tag{35.18}$$

La perdita di carico nei tubi rigidi di PVC non plastificato, per acqua in pressione ed a circa 10°C di temperatura, si può calcolare con la formula generale:

$$i = \frac{\lambda v^2}{2gD} \tag{35.19}$$

nella quale i simboli sono quelli già introdotti in questo paragrafo e λ è fornita dalla relazione interpolatrice di *Blasius*:

$$\lambda = \frac{0{,}316}{Re^{0{,}25}} \tag{35.20}$$

valida per tubi lisci e per Re compreso tra $4{,}5 \cdot 10^3$ e 10^5.

Le (35.19) e (35.20) hanno consentito di costruire l'abaco di fig. 35.23.

Infine, apposite tabelle o grafici forniscono la lunghezza di tubo equivalente o la perdita di carico dovuta a saracinesche, valvole, curve, variazioni di sezione, ecc.

Uno di tali grafici è riportato in fig. 35.24.

35.7. BIBLIOGRAFIA

G. Ippolito, *Appunti di costruzioni idrauliche*, Napoli,-Liguori Editore.

H. Rase, *Piping design for process plants*, New York, John Wiley e Sons.

G. De Marchi, *Idraulica*, Milano, Hoepli.

H. Babbitt e J. Doland, *Water Supply Engineering*, New York, McGraw-Hill.

L. Butera, *Contributo al calcolo delle correnti fluide in moto uniforme*, Convegno di Idraulica, 1968.

Crane, Dalmine, Sacelplast, *Cataloghi tecnici*.

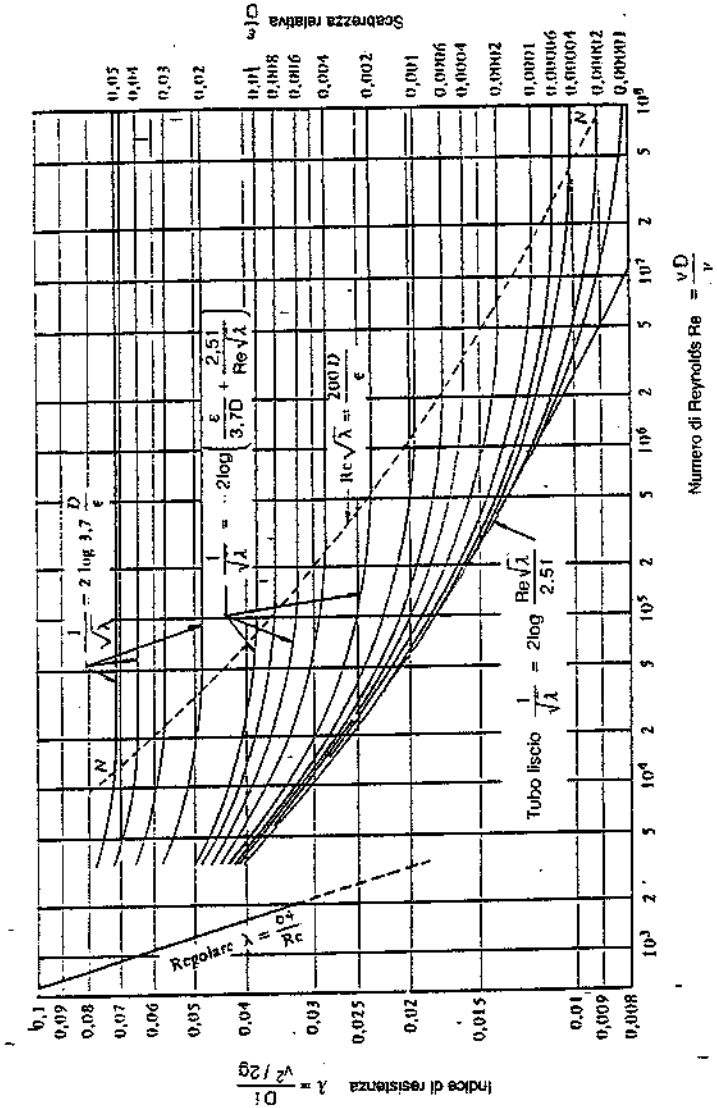


Fig. 35.21 – Rappresentazione grafica della formula di Colebrook e White (diagramma di Moody).

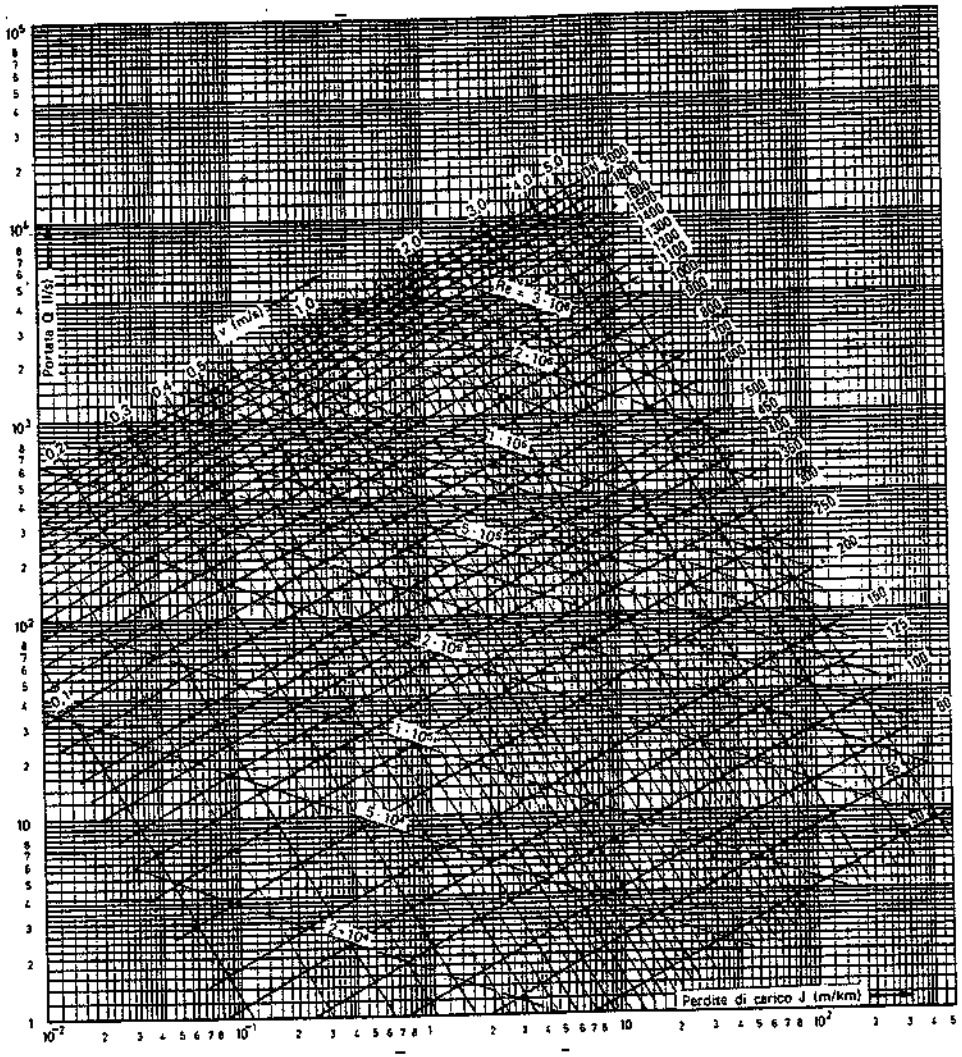


Fig. 35.22 – Perdite di carico in tubi di acciaio convoglianti acqua a 12°C e con ε=0,025 mm.

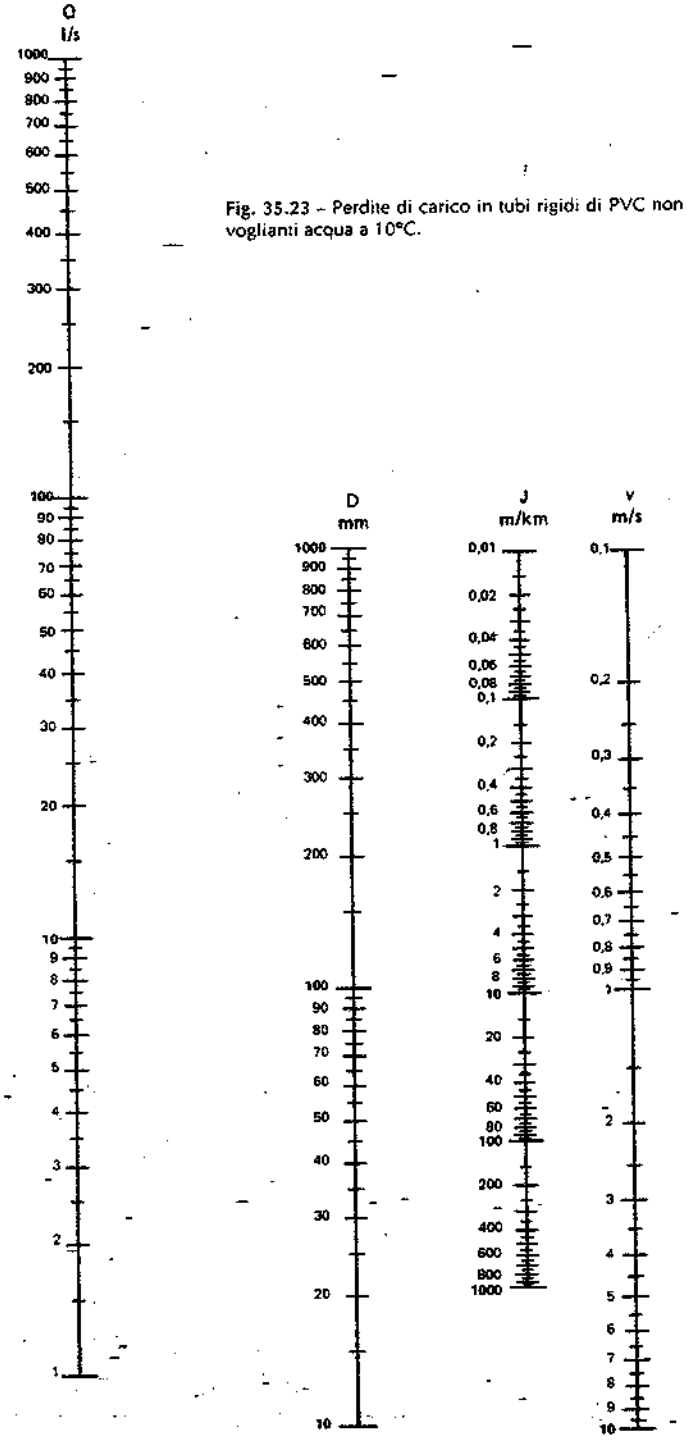


Fig. 35.23 – Perdite di carico in tubi rigidi di PVC non plastificato convoglianti acqua a 10°C.

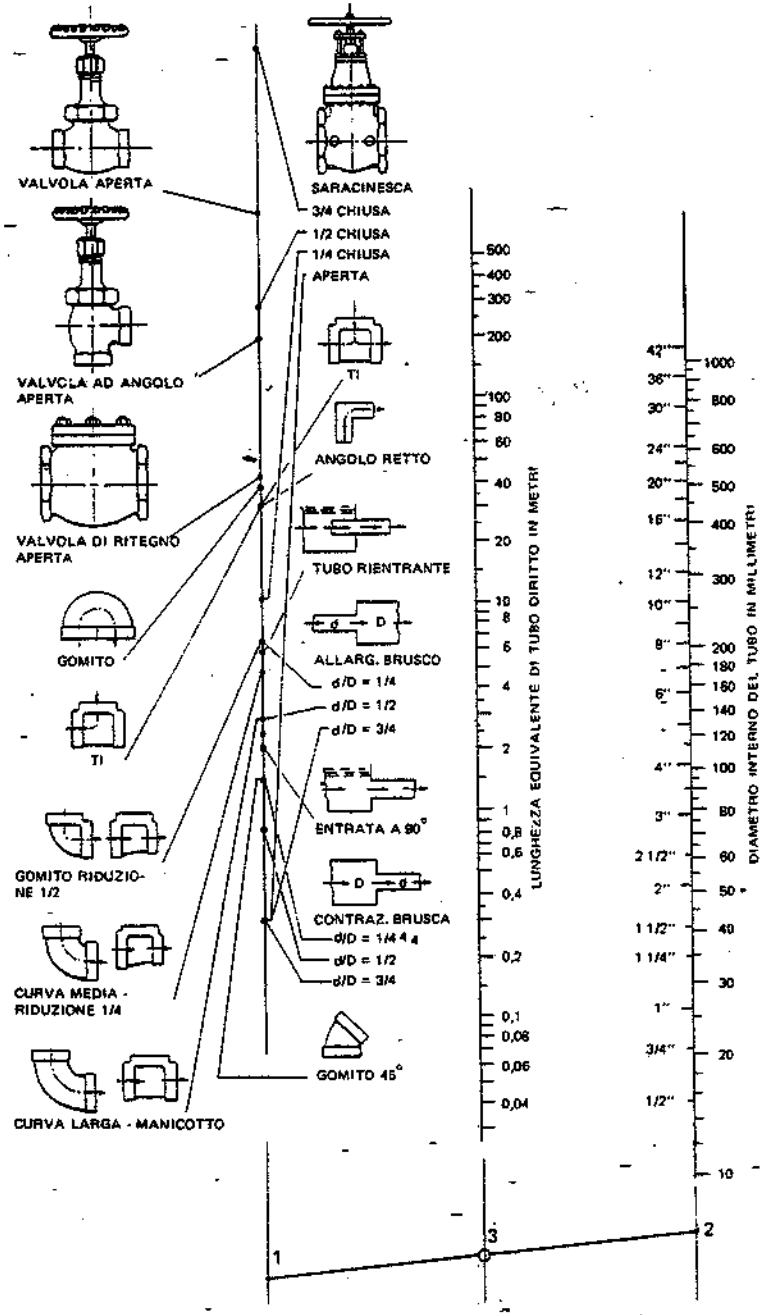


Fig. 35.24 – Abaco per la determinazione delle perdite di carico che si verificano al passaggio di acqua attraverso saracinesche, valvole, curve, variazioni di sezione, ecc.

36. Fognature e reti di recupero delle acque

36.1. TUBI IMPIEGATI PER SCARICHI E FOGNE

Nel capitolo 13 (pag. 208) abbiamo già accennato alle reti di evacuazione delle acque di scarico, solitamente costituite da canalizzazioni separate per i vari tipi di acque (piovane, cloacali e tecnologiche): è questa la soluzione ottimale tanto per i complessi industriali che trattano le acque nere e tecnologiche prima dello scarico in acque superficiali, quanto per quelli che le scaricano in una fognatura pubblica; infatti, la separazione consente, nel primo caso, di dimensionare l'impianto di depurazione per una portata minore; nel secondo, di ridurre il canone da versare all'ente gestore dell'impianto pubblico di trattamento.

In linea generale, le tubazioni costituenti le reti degli scarichi e delle fogne hanno caratteristiche diverse da quelle impiegate per le reti di distribuzione dell'acqua alle utenze, in quanto se da una parte sono soggette a pressioni minori, dall'altra devono resistere all'aggressività propria di molti scarichi liquidi.

I tubi di più frequente impiego sono costituiti dai seguenti materiali:

- calcestruzzo;
- gres;
- materie plastiche;
- ghisa sferoidale.

Tubi di calcestruzzo

Le condotte destinate alla raccolta di acque meteoriche ed al convogliamento di acque marine possono essere realizzate con *tubi* prefabbricati *di calcestruzzo*, a sezione circolare, aventi diametro interno compreso fra 100 e 2000 mm (i più usati hanno diametri da 300 a 1500 mm).

La norma UNI 9534-89 considera tre classi di tubi in calcestruzzo per fognature e definisce i requisiti geometrici, fisici e tecnologici che tali tubi devono avere. Le tre classi sono individuate da valori diversi del sovraccarico esterno, mentre in ogni classe i tubi sono caratterizzati dalla resistenza minima alla rottura di schiacciamento.

La tab. 36.I riporta diametro interno e spessore di tubi in calcestruzzo non armato per fognature, suddivisi nelle tre classi suddette. Gli stessi tubi possono essere dotati o meno di piede di appoggio in calcestruzzo (fig. 36.1.a e b). Vengono inoltre fabbricati tubi di calcestruzzo armato per condotte di acqua e per fognature, a sezione interna circolare, i cui diametri nominali interni partono da 300 mm ed arrivano fino a 3000 mm (oltre i 1000 mm aumentano di 200 in 200 mm).

Tabella 36.I – Dimensioni di tubi di calcestruzzo non armato per fognature, a sezione interna circolare, senza piede di appoggio (UNI 9534-89).

ø interno mm	Classe e sovraccarico sopportabile		
	1ª 60 kN/m²	2ª 100 kN/m²	3ª 150 kN/m²
	Spessore minimo mm		
300	50	50	50
400	50	50	55
500	50	55	65
600	60	65	80
700	70	75	95
800	80	90	110
1000	–	115	140
1200	–	140	170
1400	–	165	205
1500	–	180	220

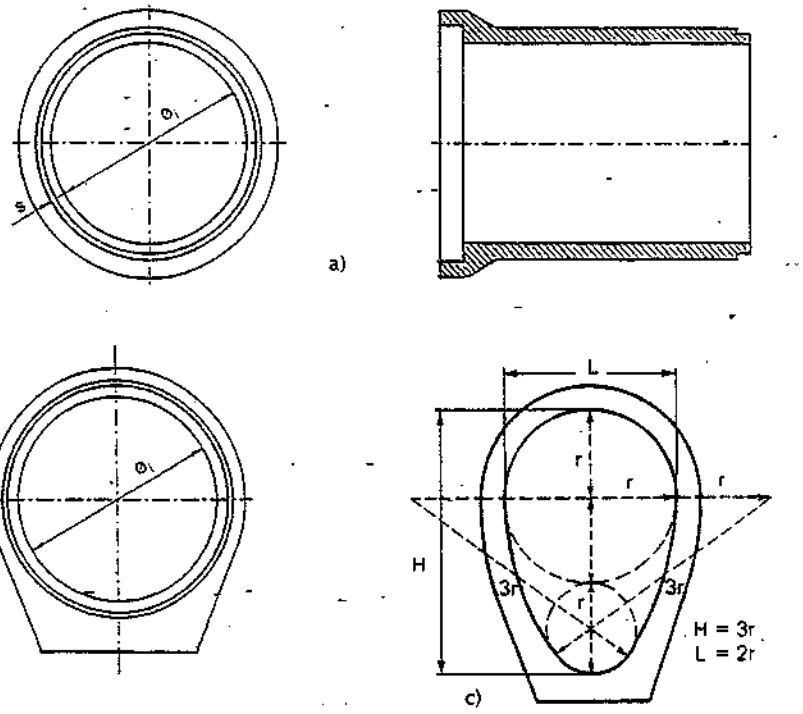


Fig. 36.1 – Tubi di calcestruzzo: a) a sezione circolare, senza piede di appoggio, con giunto a bicchiere; b) a sezione circolare con piede di appoggio; c) a sezione ovoidale normale.

Per il convogliamento di acque di scarico, sono anche impiegati tubi di calcestruzzo a sezione ovoidale (fig. 36.1.c): questi ultimi si adattano bene a variazioni di portata delle acque convogliate in quanto la parte inferiore è semicircolare ed è interessata dai deflussi di magra, mentre la parte superiore si allarga conformemente all'aumento della portata. La sezione ovoidale normale è caratterizzata dalla sovrapposizione di due circonferenze tangenti fra di loro, di cui quella inferiore ha il diametro uguale al raggio di quella superiore; i due archi di raccordo hanno raggio triplo del raggio della circonferenza superiore. Purtroppo, l'alto costo limita notevolmente l'impiego dei tubi ovoidali.

Ai fini della resistenza all'aggressione chimica degli scarichi si utilizzano – nel confezionamento del calcestruzzo – cementi pozzolanici o d'alto forno.

Tubi di gres

I *tubi di gres* sono ottenuti mediante cottura di vetrificazione di determinati impasti di argille e sono impiegati per la costruzione di sistemi di drenaggio e di fognatura per liquami (anche aggressivi) aventi temperature massime di 50-60°C. Questi tubi hanno una delle estremità a forma di bicchiere con delle striature interne; l'altra estremità è dotata di striature esterne per facilitare la tenuta della giunzione.

La norma UNI EN 295-1992 precisa le esigenze cui devono conformarsi i tubi e gli elementi complementari di gres a giunzione flessibile con o senza manicotto (gli elementi complementari o pezzi speciali comprendono curve, diramazioni, riduzioni, ispezioni, sifoni, come evidenziato in fig. 36.2).

Nella tab. 36.II sono riportati i diametri nominali ed i corrispondenti diametri interni indicati dalla norma sopra citata, la quale precisa anche la resistenza allo schiacciamento, al momento flettente, agli agenti chimici ed all'abrasione. La stessa norma individua inoltre i sistemi di giunzione: guarnizioni ad anello di gomma, giunti a manicotto in polietilene, elementi di tenuta in poliuretano. Ed ancora, indica i controlli di qualità da eseguire presso lo stabilimento di produzione e le verifiche attribuite ad un organismo esterno indipendente.

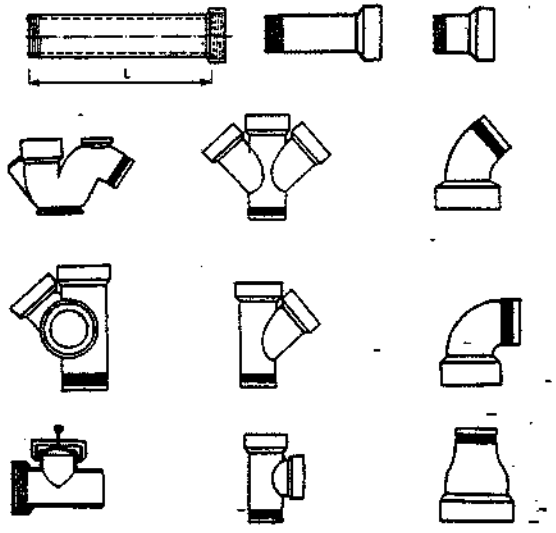


Fig. 36.2 – Tubi e pezzi speciali di gres.

Tubi di materie plastiche

I *tubi di plastica* sono utilizzati per realizzare le reti di fognatura e di scarico anche per acque tecnologiche inquinate. Sono fabbricati in policloruro di vinile, in polietilene o in polipropilene e, pertanto,

sono leggeri, maneggevoli ed elastici. Anche questi tubi richiedono l'impiego di pezzi speciali quali curve, diramazioni, riduzioni, ispezioni, sifoni, mentre le giunzioni sono normalmente realizzate mediante bicchiere a incollaggio o con anello di gomma (fig. 32.6.b) oppure mediante saldatura.

La tab. 36.III riporta il diametro esterno e lo spessore dei tubi di PVC impiegati per gli scarichi delle acque nell'interno dei fabbricati civili ed industriali e per i collettori interrati; precisa inoltre la temperatura massima permanente dei fluidi convogliati che tali tubi possono sopportare.

Nella tab. 36.IV sono invece riportati i diametri esterni e gli spessori dei tubi di polipropilene e polietilene utilizzati per costruire condotte di scarico interrate destinate al convogliamento di acque civili ed industriali: le temperature massime dei fluidi convogliati non dovrebbero superare gli 80°C nel caso dei tubi di polipropilene ed i 40°C nel caso dei tubi di polietilene.

La ricopertura minima dei tubi in materie plastiche, considerando un eventuale carico in superficie di 12 t, è di 1 m per diametri fino a 600 mm e di 1,5 m per diametri oltre 600 mm.

Tabella 36.II – Diametri nominale e minimo dei tubi in gres (in millimetri).

Diametro nominale (DN)	Diametro minimo
100	96
150	146
200	195
225	219
250	244
300	293
350	341
400	390
450	439
500	487
600	585
700	682
800	780

Tabella 36.III – Tubi di PVC rigido per condotte di scarico non in pressione, all'interno dei fabbricati (civili o industriali) e interrate: diametri esterni e spessori (UNI 7443-85 e 7447-87).

ø esterno	SCARICHI INTERNI (*) temperatura max		SCARICHI INTERRATI temperatura max	
	50°C	70°C	40°C	
mm	Spessore mm	Spessore mm	Spessore mm (1)	Spessore mm (2)
32	1,8	–	–	–
40	1,8	3,2	–	–
50	1,8	3,2	–	–
63	1,8	3,2	–	–
75	1,8	3,2	–	–
100	1,8	3,2	–	–
125	2,5	3,2	3,0	3,0
160	3,2	–	3,2	3,6
200	4,0	–	3,9	4,5
250	–	–	4,9	6,1
315	–	–	6,2	7,7
400	–	–	7,8	9,8

(*) Non interrati.
(1) Ricoprimento sopra la generatrice del tubo ≤ 4 m; traffico stradale leggero (max 12 t/asse).
(2) Ricoprimento sopra la generatrice del tubo ≤ 6 m; traffico stradale pesante (max 18 t/asse).

Tubi di ghisa

Nel capitolo 32, a proposito dei *tubi di ghisa* sono già state richiamate le caratteristiche più salienti dei tubi di ghisa sferoidale destinati alla realizzazione delle reti fognarie: in particolare, si è precisato che la protezione esterna è affidata ad una zincatura per metallizzazione e successiva verniciatura epossidica rossa; la protezione interna ad un rivestimento con malta di cemento alluminoso.

Le dimensioni dei tubi di ghisa riportate nella tab. 32.VIII sono valide anche nel caso che i tubi vengano impiegati per le fognature.

Citiamo inoltre la norma europea EN 598, che si rivolge specificamente ai tubi di ghisa per usi fognari.

Le modalità di posa in opera dei tubi per fognature interrate sono schematizzabili come di seguito descritto. In terreni consistenti, sul fondo dello scavo viene realizzato un piano, avente pendenza prestabilita, con materiale di riporto o sabbia (fig. 36.3.a); in corrispondenza delle giunzioni fra i tubi è opportuno prevedere un supporto in cemento. Quando il terreno non è sufficientemente consistente (caso assai frequente), si realizza un piano di posa sul fondo dello scavo con calcestruzzo magro avente uno spessore di circa 10 cm (fig. 36.3.b). Il piano di posa dei tubi di materie plastiche è realizzato sovrapponendo sul fondo dello scavo, livellato e avente la pendenza stabilita, uno strato di almeno 10 cm di terra vagliata o meglio di sabbia; il tubo viene poi ricoperto con tale materiale per almeno 15 cm sopra il filo superiore; quindi si effettua il reinterro, ripristinando il piano campagna preesistente (fig. 36.3.c).

Tabella 36.IV – Diametri esterni e spessori dei tubi di polipropilene (PP) e di polietilene (PE) per condotte interrate destinate allo scarico di acque usate civili e industriali (UNI 8536 e 7613).

ø esterno	Spessore (mm)	
	PP (*)	PE
mm	t max 80°C	t max 40°C
110	2,7	3,5
125	3,1	3,9
160	3,9	5,0
200	4,9	6,2
250	6,1	7,8
315	7,7	9,8
400	9,8	12,4
500	12,2	15,5
630	15,4	19,6
710	17,4	22,0
800	19,6	24,9
900	22,0	28,0
1000	24,4	31,0
1200	29,3	37,2

(*) Il ricoprimento sulla generatrice del tubo non deve risultare >2 m o >1,5 m a seconda che la larghezza dello scavo sia $< Ø_e + 0.5$ m o $< Ø_e + 1$ m. Per ricoprimenti maggiori, lo spessore dei tubi in PP coincide con quello dei tubi in PE. Ricoprimento minimo di 1 m sotto traffico fino a 12 t e diametri ≤ 600 mm; per traffico fino a 20 t o per diametri > 600 mm, ricoprimento minimo di 1,5 m.

36.2. CRITERI GENERALI DI PROGETTAZIONE

Comuni a tutte le reti di raccolta e di scarico delle acque sono i seguenti criteri progettuali di carattere generale:

- i vari collettori devono essere possibilmente rettilinei;
- all'interno dei fabbricati si cerca di installare le tubazioni in sottopiani, cunicoli, gallerie (cioè in posizioni ispezionabili); ove ciò non sia possibile, si installano sotto il piano pavimento; all'esterno dei fabbricati, le tubazioni vengono interrate;
- le fogne contenenti acque nere e tecnologiche inquinate si posano a profondità maggiore delle condotte d'acqua che si trovino eventualmente a passare nelle vicinanze;
- su tutte le reti di scarico si prevedono pozzetti di ispezione (fig. 13.45) in corrispondenza di: cambiamenti di direzione e di pendenza; confluenze di due o tre tubazioni; tratti rettilinei più lunghi di 30÷40 m (1);

(1) I pozzetti d'ispezione esterni ai fabbricati hanno dimensioni minime interne di 1x1,20 m (nella direzione del tubo); nei tombini d'angolo o di confluenza di tubazioni, si adotta la dimensione minima di 1,20 m anche in direzione normale al tubo. Nell'interno dei fabbricati, i pozzetti (fig. 33.3) hanno dimensioni più piccole e forma cilindrica. I chiusini sono di regola in ghisa, di forma rotonda, quadrata o rettangolare; se devono consentire il passaggio dell'uomo, la loro dimensione minima è di 50 cm.

– si cerca di evitare contropendenze, che comporterebbero l'esecuzione di maggiori scavi.

Quanto sopra premesso, elenchiamo i concetti informatori secondo i quali si sviluppa la progettazione delle reti fognarie di un comprensorio industriale:

– individuazione dei punti di scarico delle acque nere e tecnologiche e, nel caso delle acque meteoriche, della superficie di convergenza e degli impluvi della zona;
– definizione delle portate d'acqua da convogliare;
– studio del tracciato delle tre reti (eseguito su una planimetria quotata anche in senso altimetrico: a titolo indicativo, con curve di livello distanziate da 5 a 1 m a seconda che il terreno è pianeggiante o impervio); tale studio plano-altimetrico deve prendere le mosse dal recapito terminale di ogni rete (fognatura pubblica, fiume, impianto di trattamento, vasca di recupero) preventivamente individuato (fig. 36.4);
– dimensionamento dei vari condotti secondo i criteri di seguito esposti.

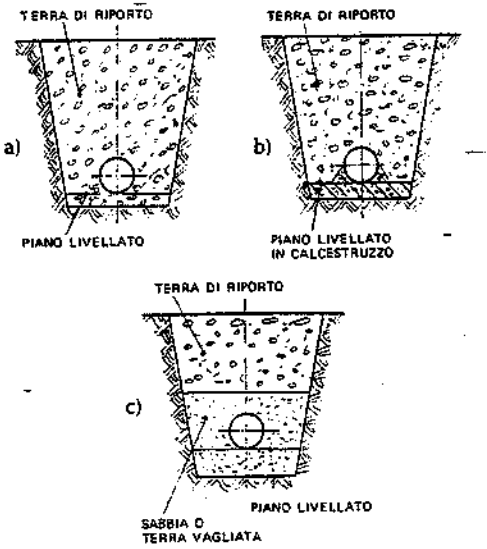


Fig. 36.3 – Modalità di posa in opera di tubi fognari interrati: a) tubi di calcestruzzo, gres e ghisa dentro terreni consistenti; b) come in a), ma entro terreni poco consistenti; c) tubi di materie plastiche.

La fig. 36.5 fornisce uno schema degli scarichi delle acque bianche, nere e tecnologiche – provenienti dal fabbricato uffici e servizi e dall'officina di uno stabilimento industriale – nelle rispettive fognature di raccolta. Sono visibili:

– il sifone sulla fognatura delle acque nere all'uscita dal fabbricato;
– il tubo di aerazione che assicura la ventilazione della fognatura (interrotta dal sifone suddetto);
– la colonna di aerazione collegata ai punti più alti di tutti o parte dei sifoni, avente lo scopo di regolare le variazioni di pressione che si verificano durante il funzionamento degli apparecchi igienico-sanitari;
– la presenza, in corrispondenza dei vari scarichi dei servizi igienico-sanitari, di sifoni (smontabili per consentire la rimozione delle sostanze occludenti) i quali impediscono alle esalazioni della fogna di diffondersi negli ambienti;
– l'allacciamento delle converse e dei pozzetti stradali alla fognatura bianca (costituita sovente da un tubo a sezione ovoidale).

36.3. DIMENSIONAMENTO DELLE FOGNATURE

Premessa comune al dimensionamento delle fognature è la individuazione della portata Q da convogliare nei collettori. Nota Q, si fissa la pendenza dei collettori o la velocità della corrente negli stessi e si determina la sezione utile.

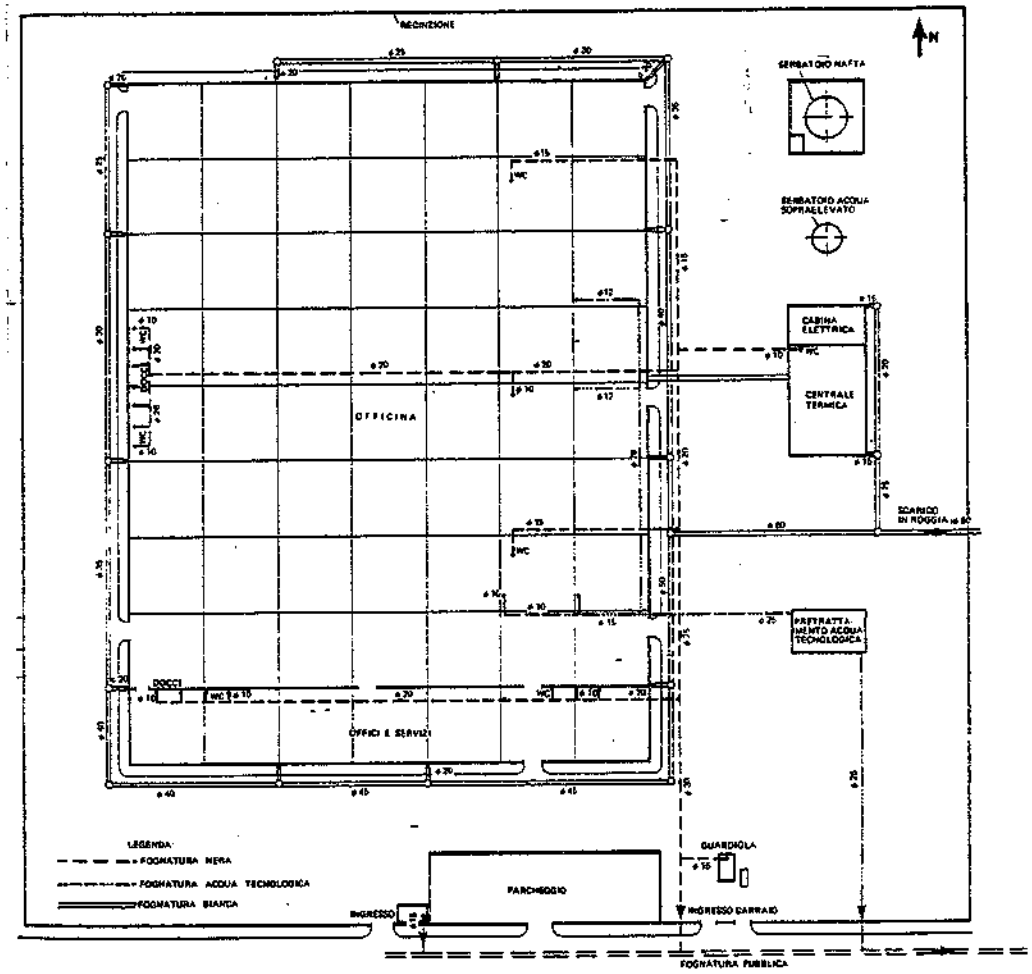


Fig. 36.4 – Schema planimetrico delle reti di fognatura di uno stabilimento industriale.

Di norma, si assumono pendenze maggiori per i canali di piccolo diametro e pendenze minori per i canali con portate elevate. A titolo orientativo, valgono le seguenti indicazioni:

– tubi di diametro 0,15÷0,30 m: pendenza 3%÷0,6%;
– tubi di diametro 0,30÷0,60 m: pendenza 2%÷0,5%;
– tubi di diametro 0,60÷0,90 m: pendenza 1%÷0,3%;
– tubi di diametro > 0,90 m: pendenza 0,3%÷0,1%.

Per quanto riguarda la velocità, di solito si impone:

a) per le acque meteoriche, di non superare determinati valori massimi corrispondenti alle portate di piena;

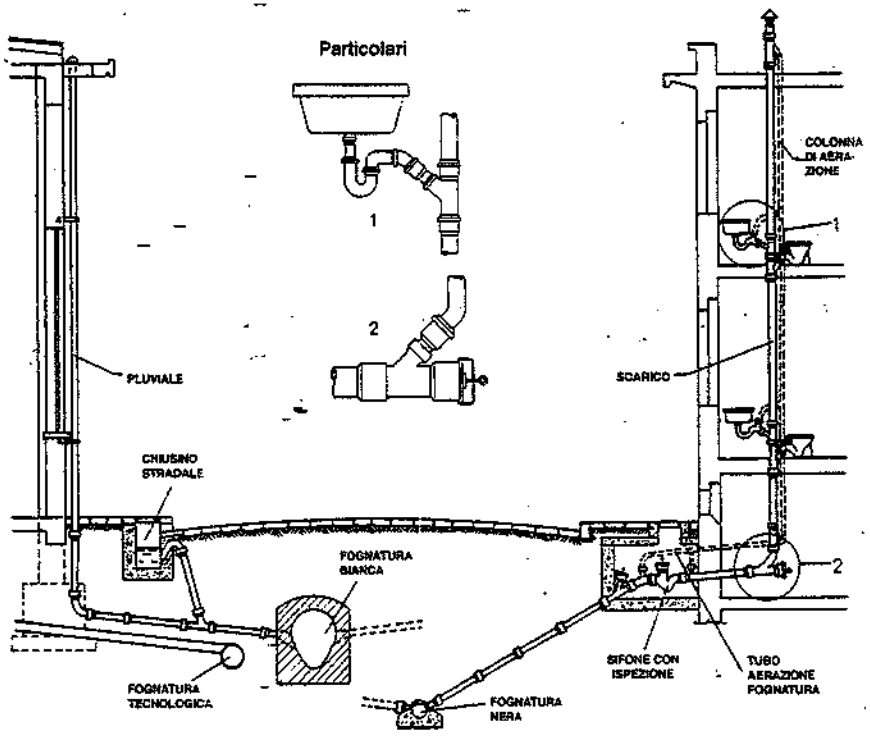


Fig. 36.5 – Vista d'insieme degli scarichi delle acque nere, bianche e tecnologiche provenienti da un'officina e da un fabbricato uffici e servizi.

b) per le acque cloacali e industriali inquinate, di non scendere sotto certi valori minimi corrispondenti al deflusso delle portate minime previste.

Riportiamo i valori normalmente considerati per lo scolo delle acque nelle fognature:

- velocità massima delle acque bianche e tecnologiche prive di sostanze in sospensione: 2÷3 m/s (a sezione piena);
- velocità minima delle acque nere o di acque contenenti materiali in sospensione e sabbie fini: 0,3÷0,4 m/s;
- velocità minima di acque contenenti sabbie grossolane o materiali pesanti: >1 m/s e fino a 2-3 m/s (2).

La formula più comunemente impiegata per calcolare l'area della sezione liquida è quella di Chezy:

(2) Quando le acque convogliano sabbie e sostanze grossolane, se la portata si riduce, si possono formare dei depositi costituiti dai materiali stessi: per ripulire i condotti da tali depositi si ricorre a scariche d'acqua intermittenti.

$$V = \chi\sqrt{Ri} \tag{36.1}$$

nella quale, come già sappiamo, i è la pendenza del collettore (in m/m di tubo); R il raggio medio (in m), pari a 1/4 del diametro nei tubi circolari funzionanti a sezione piena; V la velocità media nel condotto (in m/s); χ un coefficiente, funzione della scabrezza delle tubazioni e del loro raggio medio, valutabile, ad esempio, con la formula di Kutter:

$$\chi = \frac{100\sqrt{R}}{m+\sqrt{R}} \tag{36.2}$$

dove m è il coefficiente di scabrezza ($m^{1/2}$): in proposito, il comportamento delle condotte fognarie in calcestruzzo od in ghisa può essere adeguatamente descritto assumendo m = 0,35; per i condotti in materie plastiche od in gres è più idoneo m = 0,15.

Per limitare il pericolo di ostruzioni nelle fognature cloacali o convoglianti acque contenenti sostanze sedimentabili, non si dovrebbe scendere sotto diametri di 200 o 250 mm; diametri minori sono adottati solo per gli scarichi dalle macchine e per le colonne di scarico fuori terra.

La tab. 36.V fornisce i valori del raggio medio R e del coefficiente χ per m = 0,35 e per condotte circolari a sezione piena di diametro d (m).

Per tali condotte, risulta R = r/2 (r = raggio del tubo, in m); pertanto, la portata (m^3/s) con deflusso a sezione piena è data dalla:

$$Q = \pi r^2 V = \pi\chi\sqrt{\frac{r^5}{2}}\sqrt{i} \tag{36.3}$$

Nel caso delle condotte a sezione ovoidale normale (fig. 36.1.c), i valori dei parametri caratteristici sono riportati nella tab. 36.VI.

Tabella 36.V – Valori del raggio medio R e del coefficiente χ per condotti circolari di diametro d, a sezione piena e per m=0,35.

d	R	χ
0,04	0,010	22,2
0,06	0,015	25,9
0,08	0,020	28,8
0,10	0,025	31,2
0,15	0,0375	35,6
0,20	0,050	39,0
0,25	0,0625	41,7
0,30	0,075	43,9
0,35	0,0875	45,8
0,40	0,1000	47,4
0,50	0,1250	50,3
0,60	0,1500	52,5
0,70	0,1750	54,5
0,80	0,2000	56,1
0,90	0,2250	57,5
1,00	0,250	58,8

Tabella 36.VI

	a sezione piena	riempimento fino all'imposta della volta semicircolare
Sezione totale	$S = 0,51\ H^2 = 4,59\ r^2$	$S = 0,336\ H^2 = 3,02\ r^2$
Perimetro totale	$P = 2,64\ H = 7,93\ r$	$P = 1,596\ H = 4,79\ r$
Raggio medio	$R = 0,193\ H = 0,579\ r$	$R = 0,21\ H = 0,63\ r$

Le tabelle 36.VII e 36.VIII forniscono i valori della velocità e della portata, con deflusso a sezione piena, nei condotti circolari ed a sezione ovoidale normale, calcolati per m = 0,35 (per motivi pratici, in tali tabelle la portata è espressa in litri al secondo).

Tabella 36.VII – Valori della velocità V (m/s) e della portata Q (l/s) in condotti di calcestruzzo a sezione ovoidale normale (H = 3r) calcolati per deflusso a sezione piena con la formula di Chezy-Kutter: $V = \frac{100\sqrt{R}}{0{,}35 + \sqrt{R}}\sqrt{Ri}$. I condotti sono individuati dai parametri H e L (v. fig. 36.1.c) espressi in cm.

pendenza i	90 : 60		105 : 70		120 : 80		150 : 100		180 : 120		210 : 140		pendenza i
(m/m)	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	(m/m)
0,02000	3,20	1324	3,58	2015	3,94	2890	5,20	5969	5,84	9678	6,47	14553	0,02000
0,01667	2,92	1209	3,27	1840	3,60	2644	4,74	5449	5,34	8835	5,90	13285	0,01667
0,01429	2,70	1119	3,03	1704	3,33	2448	4,39	5045	4,95	8179	5,46	12299	0,01429
0,01250	2,53	1047	2,84	1594	3,11	2289	4,11	4719	4,63	7651	5,11	11505	0,01250
0,01000	2,37	937	2,53	1426	2,79	2047	3,68	4221	4,14	6843	4,57	10290	0,01000
0,00800	2,03	837	2,27	1275	2,49	1832	3,29	3775	3,70	6121	4,09	9204	0,00800
0,00500	1,60	662	1,79	1008	1,97	1448	2,60	2984	2,93	4839	3,23	7276	0,00500
0,00400	1,43	597	1,60	901	1,76	1295	2,32	2669	2,62	4328	2,89	6508	0,00400
0,00308	1,25	519	1,41	790	1,55	1136	2,04	2341	2,30	3796	2,54	5708	0,00308
0,00250	1,13	468	1,27	712	1,39	1023	1,84	2110	2,07	3421	2,29	5145	0,00250
0,00200	1,02	418	1,13	637	1,25	916	1,64	1887	1,85	3060	2,04	4602	0,00200
0,00154	0,89	367	1,00	559	1,09	803	1,44	1655	1,62	2684	1,79	4036	0,00154
0,00125	0,80	330	0,89	504	0,98	724	1,30	1492	1,46	2419	1,62	3638	0,00125
0,00100	0,71	296	0,81	451	0,88	647	1,16	1334	1,31	2164	1,45	3254	0,00100

Nei condotti circolari, se il deflusso non avviene a sezione piena, risulta (fig. 36.6):

a) quando h < r:

$$S' = \frac{r^2}{2}(\varphi - \operatorname{sen}\varphi); \qquad P = r\varphi; \qquad R = \frac{S}{P} = r\frac{\varphi - \operatorname{sen}\varphi}{2\varphi}$$

Sostituendo i valori di cui sopra nella (36.1), si ottiene:

(36.4) $$v = \chi\sqrt{\frac{r(\varphi - \operatorname{sen}\varphi)}{2\varphi}\,i}$$

mentre la portata è data dalla

(36.5) $$q = \chi\sqrt{\frac{r^5(\varphi - \operatorname{sen}\varphi)^3}{8\varphi}\,i}$$

b) quando h > r:

$$S'' = \frac{r^2}{2}(\varphi + \operatorname{sen}\varphi)$$

e le altre formule si modificano corrispondentemente.

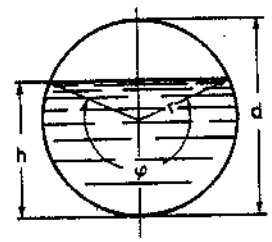


Fig. 36.6 – Tubo a sezione circolare parzialmente piena.

Tabella 36.VII – Valori della velocità V (m/s) e della portata Q (l/s) in condotti di calcestruzzo e di ghisa a sezione circolare, calcolati per deflusso a sezione piena con la formula di Chezy-Kutter: $V = \frac{100\sqrt{R}}{0{,}35 + \sqrt{R}}\sqrt{Ri}$. Il diametro d è espresso in mm, la pendenza i in m/m.

i (pendenza)	d = 100		d = 150		d = 200		d = 250		d = 300		d = 400		d = 500		d = 600		d = 800		d = 1000		d = 1200		i (pendenza)
	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	
0,05000	1,10	8,7	1,64	27,3	1,96	61,1	2,34	114,3	2,69	190	3,36	422	3,97	781	4,54	1285	5,61	2819	6,59	5165	7,49	8467	0,05000
0,04000	0,98	7,7	1,38	24,4	1,74	54,7	2,09	102,3	2,40	170	3,01	377	3,55	698	4,07	1151	5,01	2521	5,88	4620	6,70	7573	0,04000
0,02500	0,78	6,1	1,09	19,3	1,38	43,2	1,65	80,9	1,90	134	2,38	298	2,81	552	3,21	910	3,96	1993	4,65	3652	5,30	5986	0,02500
0,02000	0,70	5,5	0,98	17,2	1,23	38,7	1,48	72,5	1,70	119	2,13	266	2,52	494	2,84	812	3,56	1785	4,61	3270	4,72	5365	0,02000
0,01667	0,63	5,0	0,89	15,7	1,12	35,3	1,34	66,1	1,55	110	1,94	244	2,29	450	2,63	742	3,24	1628	3,80	2982	4,32	4888	0,01667
0,01429	0,59	4,6	0,82	14,6	1,04	32,6	1,24	61,4	1,44	102	1,80	226	2,14	419	2,43	688	3,01	1510	3,51	3780	3,97	4526	0,01429
0,01250	0,55	4,3	0,76	13,6	0,97	30,6	1,17	57,2	1,34	95	1,68	211	1,99	390	2,27	643	2,80	1410	3,29	2582	3,73	4233	0,01250
0,01000	0,49	3,9	0,69	12,2	0,87	27,3	1,04	51,1	1,20	85	1,50	189	1,78	349	2,03	574	2,51	1261	2,94	2310	3,34	3777	0,01000
0,00800	0,44	3,5	0,62	10,9	0,78	24,4	0,93	45,7	1,07	76	1,34	169	1,59	312	1,82	514	2,24	1126	2,63	2066	2,99	3378	0,00800
0,00500	0,35	2,7	0,49	8,6	0,62	19,3	0,73	36,2	0,84	60	1,06	133	1,26	247	1,44	407	1,77	891	2,08	1634	2,36	2677	0,00500
0,00400	0,32	2,4	0,44	7,8	0,55	17,3	0,66	32,3	0,75	53	0,95	120	1,12	220	1,29	364	1,58	797	1,86	1461	2,11	2395	0,00400
0,00308	0,27	2,2	0,38	6,8	0,48	15,1	0,58	28,3	0,67	47	0,83	105	0,99	194	1,13	319	1,39	699	1,63	1282	1,86	2101	0,00308
0,00250	0,25	1,9	0,34	6,1	0,44	13,6	0,53	25,6	0,60	43	0,75	94	0,89	174	1,02	288	1,26	630	1,47	1155	1,67	1894	0,00250
0,00200	0,22	1,7	0,31	5,5	0,39	12,2	0,47	22,8	0,54	38	0,67	84	0,80	156	0,91	258	1,12	563	1,31	1033	1,50	1694	0,00200
0,00154	0,19	1,5	0,28	4,8	0,34	10,7	0,41	20,1	0,47	33	0,59	74	0,69	137	0,80	226	0,98	494	1,16	906	1,32	1485	0,00154
0,00125	0,17	1,4	0,24	4,3	0,31	9,7	0,37	18,1	0,42	30	0,54	67	0,62	124	0,72	203	0,88	445	1,04	817	1,18	1339	0,00125
0,00100	0,15	1,2	0,22	3,8	0,27	8,6	0,33	16,2	0,38	27	0,48	59	0,56	111	0,65	182	0,80	399	0,94	731	1,06	1198	0,00100

I valori della velocità v e della portata q nei condotti a sezione circolare parzialmente pieni si possono ottenere dai corrispondenti valori relativi a condotti con deflusso a sezione piena (tab. 36.IX) considerando che i rapporti v/V e q/Q dipendono esclusivamente dai valori di χ e dell'angolo φ e quindi dall'altezza h raggiunta dall'acqua nel tubo. Analogamente nel caso dei condotti a sezione ovoidale normale parzialmente pieni.

La fig. 36.7 facilita la determinazione delle velocità e delle portate nel caso di condotti parzialmente pieni in quanto fornisce il valore dei rapporti v/V e q/Q.

Nella sezione circolare, la velocità massima si registra per una altezza d'acqua sottesa dall'angolo al centro $\varphi \approx 257{,}5°$, mentre la portata massima si ha per $\varphi = 308°$.

Abbiamo tralasciato la determinazione delle portate, dato di partenza del dimensionamento delle varie reti fognarie: ci proponiamo di fornire alcune indicazioni in merito per ogni tipo di fognatura.

Tabella 36.IX – Deflusso a sezione parzialmente riempita fino all'altezza h.

Sezione circolare			Sezione ovale normale H=3r		
h/d	v/V	q/Q	h/H	v/Q	q/Q
1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,95	1,10	1,08	0,95	1,10	1,08
0,90	1,13	1,07	0,90	1,11	1,05
0,85	1,14	1,04	0,85	1,12	1,00
0,80	1,15	0,97	0,80	1,11	0,93
0,75	1,14	0,92	0,75	1,10	0,86
0,70	1,13	0,84	0,70	1,08	0,76
0,65	1,11	0,76	0,65	1,05	0,68
0,60	1,08	0,67	0,60	1,02	0,59
0,55	1,04	0,59	0,55	0,98	0,50
0,50	1,00	0,50	0,50	0,95	0,43
0,45	0,95	0,42	0,45	0,90	0,34
0,40	0,90	0,34	0,40	0,85	0,28
0,35	0,83	0,26	0,35	0,80	0,22
0,30	0,76	0,19	0,30	0,73	0,16
0,25	0,68	0,13	0,25	0,65	0,12
0,20	0,59	0,085	0,20	0,57	0,07
0,15	0,47	0,041	0,15	0,48	0,04
0,10	0,34	0,018	0,10	0,38	0,02
0,05	0,21	0,0039	0,05	0,26	0,003
0,025	0,12	0,00080	0,025	0,15	0,0008
0,0125	0,056	0,00016	0,015	0,05	0,00014

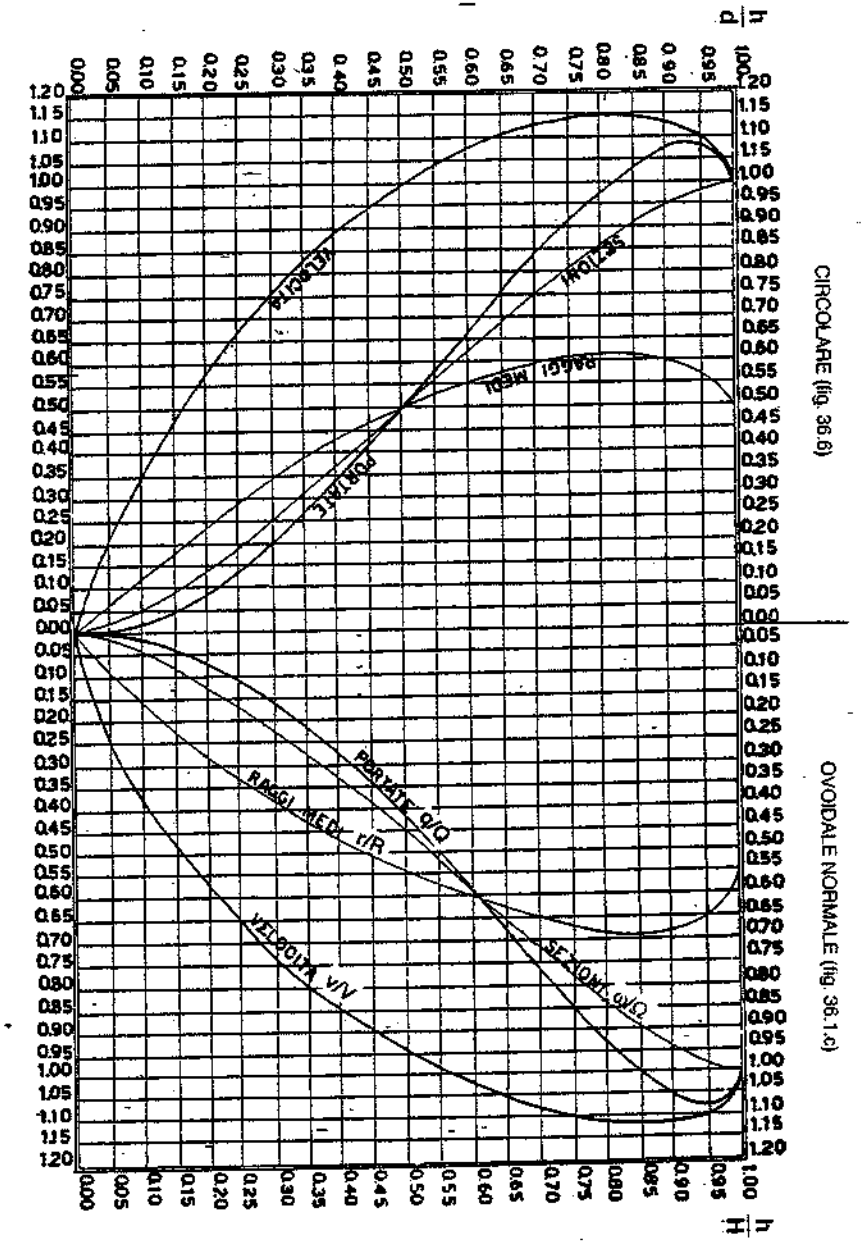


Fig. 36.7 – Rapporti fra velocità e portate nelle sezioni parzialmente riempite rispetto alle sezioni piene.

36.4. PORTATE DI ACQUE PLUVIALI

La portata di acque da convogliare in una fognatura bianca viene individuata in base all'altezza delle precipitazioni, alla loro durata ed alla superficie del comprensorio interessato.

L'*altezza delle precipitazioni* (o *altezza di pioggia*) è definita come altezza dello strato d'acqua che si verrebbe a formare sul terreno – a seguito di ogni precipitazione – se questo fosse impermeabile e non si avesse evaporazione.

Ogni precipitazione è pertanto caratterizzata da un'altezza complessiva di pioggia h (3) e dalla sua *durata* t *attraverso la:*

(36.6) $$i = \frac{h}{t}$$

dove i è la cosiddetta *intensità di pioggia.*

Di solito, l'altezza di pioggia si misura in mm, la durata in ore (o minuti), l'intensità in mm/ora (o mm/min).

Il dimensionamento di una rete fognaria per lo smaltimento delle acque meteoriche deve ovviamente tenere conto della massima altezza di pioggia che si può verificare nella località interessata durante un certo periodo di tempo: sovente, ci si riferisce alle altezze totali delle precipitazioni più intense degli ultimi due anni per la durata continua di 1 ora. A titolo indicativo ed allo scopo di fornire un ordine di grandezza, diremo che nella pianura padana si possono considerare 45 mm di altezza di pioggia per la durata di 1 ora: tale intensità di pioggia corrisponde a 125 l/s per ettaro.

In realtà, non tutta l'acqua che cade su un certo comprensorio affluisce alle fognature: una parte evapora, è trattenuta da avvallamenti del terreno, è assorbita da quest'ultimo; un'altra parte può riversarsi dentro canali, rogge, fiumi. Di volta in volta si tratta di valutare l'entità di tali alleggerimenti della portata d'acqua precipitata. In proposito, si determina il cosiddetto *coefficiente di afflusso* (o di assorbimento), definito come rapporto fra il deflusso alle fognature e l'afflusso meteorico durante la precipitazione considerata. Sono stati proposti i seguenti valori per tale coefficiente ψ:

- fabbricati: $\psi = 0{,}85 \div 0{,}95$;
- strade e piazzali bitumati e ben tenuti: $\psi = 0{,}90 \div 0.95$;
- superfici a macadam: $\psi = 0{,}40 \div 0{,}60$;
- superfici non pavimentate, terreni senza costruzioni: $\psi = 0{,}10 \div 0{,}30$;
- prati, parchi, giardini: $\psi = 0{,}05 \div 0{,}25$.

Nell'assegnare i valori di ψ alle diverse parti del comprensorio, si deve tenere conto delle condizioni future, previste dal piano regolatore di sviluppo dello stabilimento industriale: infatti, se zone inizialmente destinate a verde si trasformeranno in futuro in corpi di fabbrica, strade o piazzali, il loro apporto di acqua piovana alla rete fognaria aumenterà considerevolmente.

Facciamo ancora riferimento a condizioni medie della pianura padana e ipotizziamo che nel comprensorio in esame non vi siano fiumi, rogge o canali (per cui si deve solo tenere conto del coefficiente di afflusso): se il terreno circostante i fabbricati è o sarà in gran parte sistemato a strade e piazzali bitumati, si può adottare un coefficiente medio di assorbimento pari a 0,80÷0,90: conseguentemente, se l'intensità di pioggia è di 125 l/s per ettaro, la portata d'acqua che converge ai canali fognari risulta pari a 100÷110 l/s per ettaro.

(3) I valori di h in una determinata località sono rilevati mediante pluviometri o pluviografi. In Italia, le caratteristiche delle precipitazioni meteoriche sono riportate su apposite pubblicazioni dell'Istituto Idrografico.

36.5. PORTATE DI ACQUE NERE

La valutazione delle portate di *acque nere* prende le mosse dalle quantità di acqua utilizzate nei servizi igienico-sanitari dello stabilimento in concomitanza con i periodi di punta, la cui durata si aggira intorno ai 20 min: in linea di massima, si può ritenere che giunga alle fogne il 90÷95% della quantità d'acqua alimentata ai servizi igienico-sanitari in tali periodi.

Come valore medio si può invece assumere, sempre a titolo indicativo, una portata oraria pari al volume totale di acqua utilizzato nell'intera giornata nei servizi igienico-sanitari diviso per il numero di ore lavorative.

36.6. PORTATE DI ACQUE TECNOLOGICHE. RECUPERI E RICIRCOLI

La portata di acque tecnologiche dipende dalle lavorazioni e dai criteri adottati per ridurre i fabbisogni idrici nello stabilimento: è comunque facilmente determinabile.

Va però detto a chiare lettere che si deve cercare in ogni modo – fin dalla progettazione – di ridurre i fabbisogni di acqua primaria (4) per usi tecnologici; in altre parole, stante il crescente impoverimento delle disponibilità, va tenuto in debito conto l'esigenza di un corretto e razionale uso dell'acqua utilizzata in campo industriale (5). Ciò può ottenersi, in modo particolare:

a) riducendo i fabbisogni di acqua (e quindi i prelievi) mediante utilizzazioni successive e/o ricircoli dell'acqua stessa, eventualmente con raffreddamenti e depurazioni intermedie;
b) estendendo l'impiego delle acque marine e salmastre;
c) ricorrendo ad approvvigionamenti differenziati in relazione alle esigenze di impiego: ad esempio, è assurdo utilizzare – per molte utenze industriali – acque di falde profonde, e quindi qualitativamente pregiate, se sono disponibili acque superficiali.

Soffermiamoci brevemente sugli interventi indicati al punto a), basati sull'adozione di:

- utilizzazioni successive;
- ricircoli;
- raffreddamenti intermedi;
- epicrèsi (6).

(4) Si definiscono primarie quelle acque naturali (sotterranee o superficiali) costituenti la fonte di alimentazione di determinati fabbisogni idrici (ad esempio, industriali).

(5) In effetti, il concetto di un corretto e razionale uso dell'acqua non si impone solo in campo industriale, ma deve anche essere esteso ai settori agricolo e civile.

(6) Il vocabolo epicrèsi deriva dal greco *επίχρησις* (= uso ripetuto) e si riferisce alla depurazione delle acque di scarico industriali al fine di reimpiegarle nella stessa industria.

Finora, si è in genere effettuata una distribuzione dell'acqua alle utenze industriali "in parallelo" (fig. 36.8). È invece necessario attuare – ovunque possibile – una distribuzione dell'acqua "in serie" (fig. 36.9). Quando tali utilizzazioni successive non sono realizzabili (ad esempio, perché l'acqua fuoriesce dalle utenze a pressioni insufficienti), si può ricorrere a ricircoli. Con questo termine, si intende il recupero – mediante apposite canalizzazioni – dell'acqua proveniente dalle utilizzazioni precedenti, il convogliamento in vasche di raccolta ed il successivo pompaggio ad altre utenze, integrando soltanto le perdite ed i consumi (fig. 36.10).

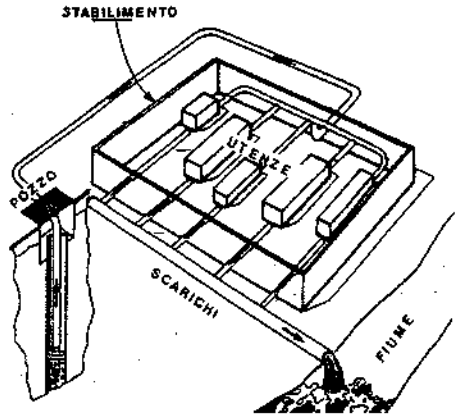


Fig. 36.8 – Sistema tradizionale di alimentazione (in parallelo) dell'acqua alle utenze industriali.

Sovente, a seguito di utilizzazioni e/o ricircoli successivi, l'acqua si riscalda a temperature non più accettabili dalle altre utenze: al fine di renderla ancora utilizzabile si provvede a un raffreddamento, mediante impianti di cui si dirà nel capitolo 48. Ad esempio, la fig. 36.11 schematizza una rete di recupero di acqua industriale che, in vista di un ulteriore riutilizzo, viene raffreddata in un apposito impianto.

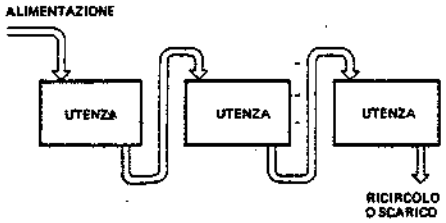


Fig. 36.9 – Utilizzazione successiva dell'acqua in utenze industriali.

In altri casi, l'acqua – a seguito dell'utilizzo – risulta inquinata in modo tale da non poter più essere alimentata ad altre utenze se non previa adeguata depurazione: si tratta allora di applicare la tecnica dell'epicrèsi, consistente nel depurare le acque inquinate nelle lavorazioni industriali e nel riutilizzarle nello stesso stabilimento.

La già citata fig. 36.11 può egualmente schematizzare un recupero di acque di scarico mediante epicrèsi ove all'impianto di raffreddamento si sostituisca un impianto di trattamento delle acque reflue.

Le figure riportate consentono di rilevare quanto segue:

- l'utilizzazione in serie dell'acqua richiede maggiori prevalenze per le pompe di alimentazione;
- il ricircolo comporta *in più* una rete ed una vasca di raccolta, una stazione di pompaggio ed una condotta di collegamento con la rete di distribuzione alle utenze (altre reti di distribuzione si rendono necessarie se si prevedono utilizzazioni successive);
- il raffreddamento intermedio e l'epicrèsi richiedono in sovrappiù, rispetto al ricircolo, un accumulo ed un pompaggio supplementari.

In definitiva, e nel caso più generale, si può pervenire a soluzioni integrate del tipo schematizzato in fig. 36.12, le quali consentono di ridurre sensibilmente i prelievi di acqua primaria, nonché gli scarichi di acque usate (fig. 36.13).

Senza dubbio l'adozione di soluzioni come quelle indicate comporta investimenti supplementari, da sottoporre al vaglio di attente analisi economiche; le quali, comunque, devono tenere conto dei canoni da versare sia sui prelievi delle acque primarie sia sugli scarichi (tali voci di costo giocano ovviamente a favore di una riduzione delle portate di acqua prelevate e scaricate).

L'attuazione di utilizzazioni in serie dell'acqua non presenta difficoltà in quanto è riconducibile al caso della distribuzione alle utenze (capitolo 35).

Per quanto riguarda il recupero dell'acqua dopo l'utilizzazione, si applicano le indicazioni sulle reti fognarie riportate in questo stesso capitolo, mentre dalla vasca di raccolta in poi si ricade nel caso delle reti di alimentazione.

Sugli impianti di raffreddamento e di trattamento delle acque ci soffermeremo nel capitolo 48.

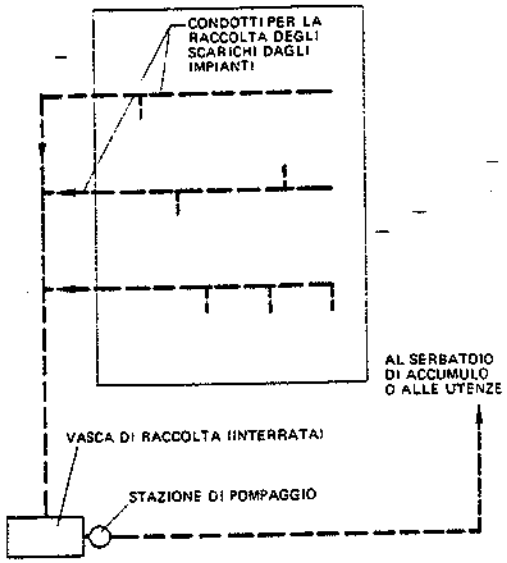


Fig. 36.10 – Recupero e ricircolo dell'acqua industriale (pulita) in uno stabilimento.

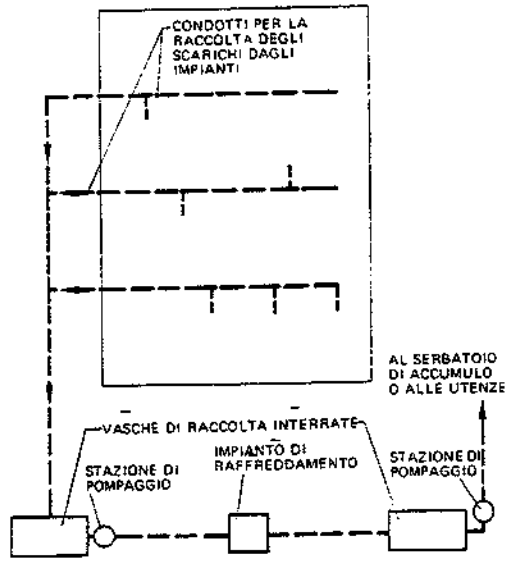


Fig. 36.11 – Recupero, raffreddamento e ricircolo dell'acqua industriale (pulita) in uno stabilimento.

36.7. POMPE PER LIQUAMI

Il sollevamento di acque contenenti corpi solidi o semisolidi in sospensione, fanghi più o meno densi, sostanze organiche o abrasive o aggressive, è effettuato mediante elet-

tropompe speciali, dispositivi ad aria compressa (*air lift*), trasportatori a coclea.

Le prime sono classificabili nei due tipi fondamentali:

a) *a girante arretrata* (fig. 36.14): in questo tipo di pompa centrifuga, solo una parte del fluido pompato penetra fra le pale della girante ricevendo energia che poi trasferisce alla parte restante (la quale attraversa il corpo della pompa senza entrare in contatto con la girante);
b) *a girante bicanale* (fig. 36.15): il liquame attraversa completamente la girante, ma il numero limitato di palette (una o due) e le sezioni di passaggio molto ampie consentono un deflusso senza intasamenti.

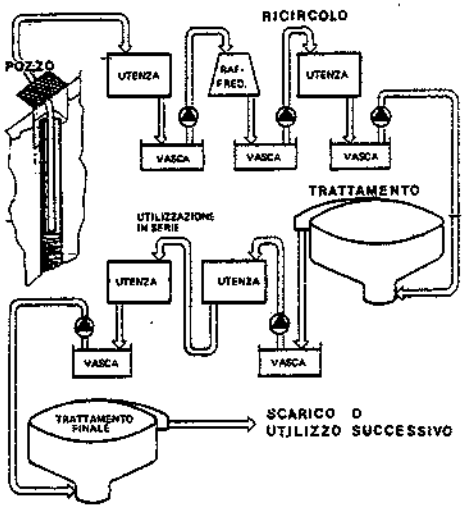
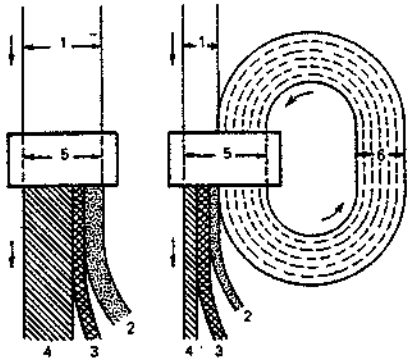


Fig. 36.12 – Utilizzazione dell'acqua in campo industriale con ricircoli, utilizzazioni successive, raffreddamenti ed epicresi.

Le prevalenze che si possono ottenere con le pompe suddette sono relativamente basse (15÷20 m); per prevalenze più elevate, si rende necessario installare in serie due o tre unità.



1. - Acqua primaria - 2. Perdite - 3. Consumi - 4. Scarichi - 5. Fabbisogno - 6. Ricircolo.

Fig. 36.13 – L'utilizzazione in serie dell'acqua occorrente per le lavorazioni industriali consente sensibili risparmi nei prelievi di acqua primaria.

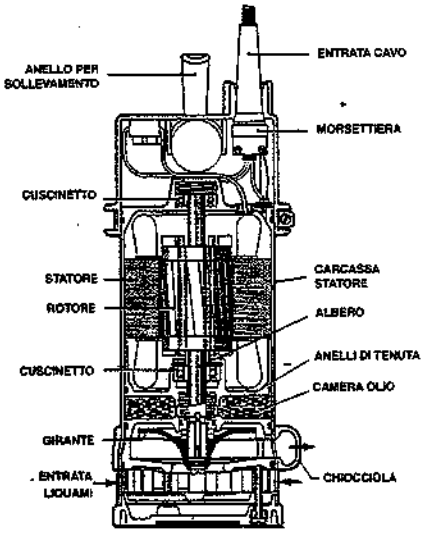


Fig. 36.14 – Elettropompa per liquami.

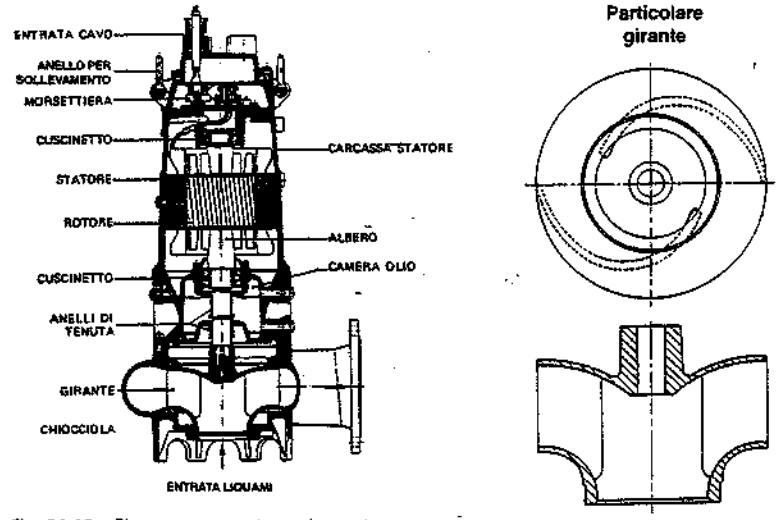


Fig. 36.15 – Elettropompa a girante bicanale.

Le pompe per liquami sono realizzate nelle seguenti versioni:

1) ad asse verticale monoblocco (figg. 36.14 e 36.15) con il motore elettrico adatto al funzionamento sommerso, vale a dire reso stagno alle infiltrazioni dell'acqua mediante apposite tenute meccaniche; la fig. 36.16 fornisce un esempio di installazione di tali pompe;
2) a linea d'asse (fig. 36.17): la pompa è immersa nel liquido da pompare, ma il motore elettrico è esterno e l'azionamento avviene attraverso una linea d'asse (fig. 36.18);
3) ad asse orizzontale: in questo caso la pompa è esterna alla vasca o serbatoio contenente il liquame e l'azionamento avviene con motore elettrico ad asse orizzontale (fig. 36.19).

I tipi caratterizzati da basse portate (fino a 600÷800 l/min e prevalenze di pochissimi metri) sono portatili; gli altri fanno parte di installazioni fisse: in questo secondo caso, le pompe vengono installate in apposite camerette dimensionate in modo da evitare sia un periodo di ritenzione troppo lungo (cameretta sovradimensionata) sia un numero di avviamenti/ora superiore a 10 (cameretta sottodimensionata). Il funzionamento della o delle elettropompe installate nella cameretta è regolato da appositi interruttori, convenientemente posizionati.

Sono disponibili elettropompe per i seguenti tipi di acque: piovane-cloacali-marine-melmose-corrosive-abrasive. La girante ed il diffusore vengono costruiti con materiali adatti al tipo di liquami con cui vengono a contatto (ghisa, bronzo, acciaio inossidabile, ecc.).

Sono anche disponibili pompe sommergibili per liquami con motori protetti contro le esplosioni ed i gas infiammabili.

Il sollevamento di liquami mediante *air lift* (fig. 36.20) è basato sull'insufflamento di aria compressa in prossimità della bocca di ingresso nell'apparecchiatura: in tal modo, infatti, nella tubazione di aspirazione si ha una miscela aria-liquido che, avendo un minor peso specifico del liquido da sollevare, tende a salire.

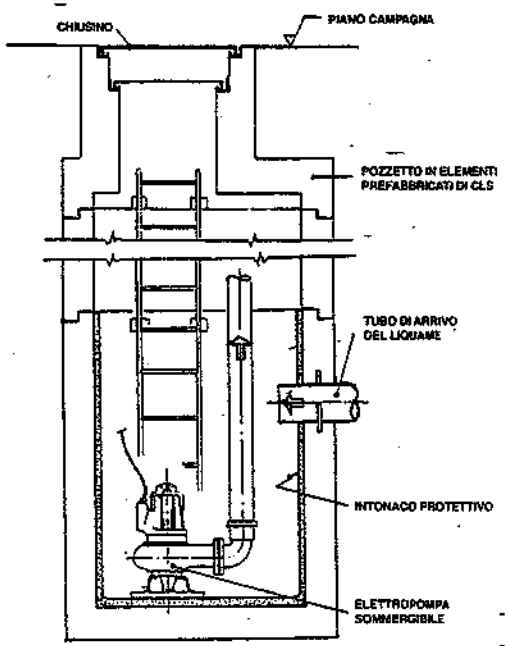


Fig. 36.16 – Esempio di installazione di una elettropompa per liquami.

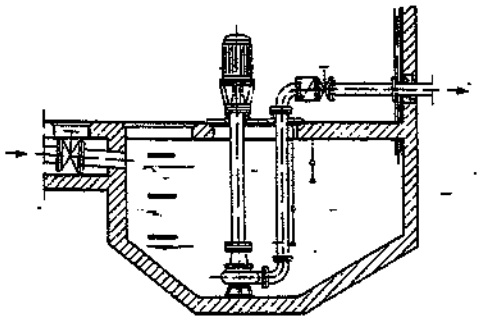


Fig. 36.18 – Esempio di installazione di una elettropompa a linea d'asse.

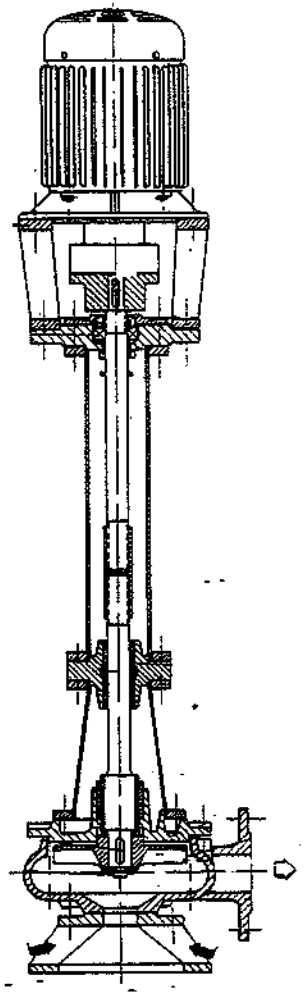


Fig. 36.17 – Elettropompa a linea d'asse.

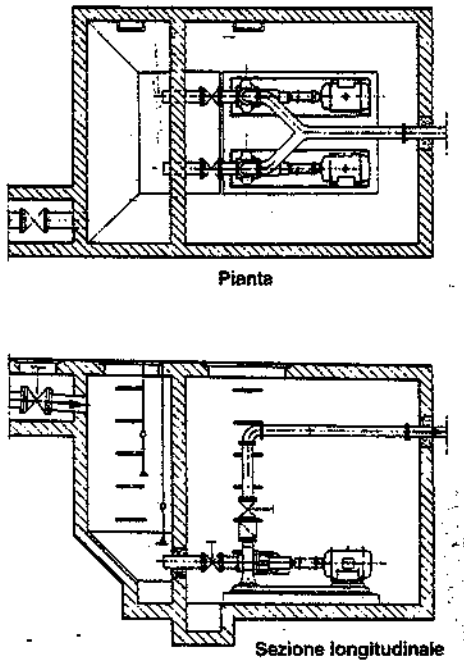


Fig. 36.19 – Esempio di installazione di elettropompe ad asse orizzontale.

1. Testa dell'idroestrattore – 2. Tubazione di sollevamento – 3. Tubazione dell'acqua di lavaggio – 4. Tubazione dell'aria compressa – 5. Saracinesca a chiusura rapida.

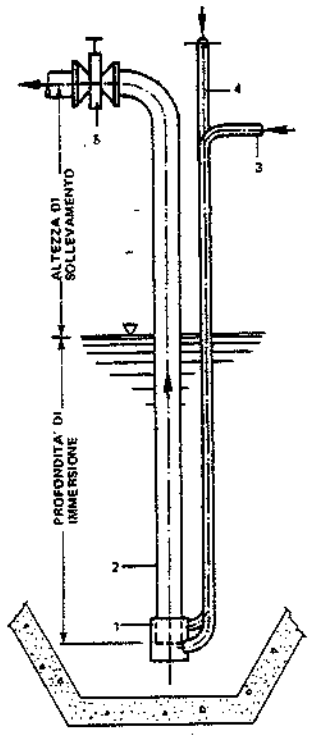


Fig. 36.20 – *Air lift.*

Il gruppo è privo di parti in moto; richiede però, oltre all'aria compressa (prodotta in genere da compressori rotativi o turbosoffianti), acqua di lavaggio per la pulizia delle cavità interne.

Gli air lift sono adatti al sollevamento – da vasche e bacini di decantazione o di raccolta – di acque contenenti fanghi, sabbie e simili: le altezze di sollevamento sono peraltro limitate (al massimo 1m sopra il livello dell'acqua).

Infine, per il sollevamento-trasporto di grandi portate di liquami su distanze e dislivelli limitati, si utilizzano i trasportatori a coclea descritti nel capitolo 26 § 3 (fig. 26.10).

36.8. BIBLIOGRAFIA

C. Mistrangelo, *Costruzione delle fognature*, Milano, Hoepli.
G. Ippolito, *Appunti di costruzioni idrauliche*, Napoli, Liguori Editore.
V. Nanni, *La moderna tecnica delle fognature e degli impianti epurativi*, Milano, Hoepli.
A. Gallizio, *Impianti sanitari*, Milano, Hoepli.
G. Fair, J. Geyer, D. Okun, *Water and wastewater engineering*, New York, John Wiley & Sons Inch.
Audoli & Bertola, Flygt, Ollearo, *Cataloghi tecnici*.

INDICE

37. Impianti e dispositivi di protezione antincendio (vd. capitoli X-XI-XII)

37.1. GENERALITÀ

I danni provocati dagli incendi negli stabilimenti industriali, calcolati nel loro complesso, sono elevatissimi: infatti, ai danni diretti (distruzione o danneggiamento di macchinari, impianti, fabbricati, materie prime, prodotti finiti) si aggiungono i danni indiretti, dovuti alla mancata produzione, sovente più elevati dei primi. Ovvia, di conseguenza, la necessità di evitare o ridurre gli uni e gli altri mediante l'adozione di opportuni mezzi di prevenzione e protezione.

In pratica, si distingue fra provvedimenti di tipo preventivo e provvedimenti rivolti a spegnere o circoscrivere l'incendio.

1) *Provvedimenti preventivi* ossia tendenti ad evitare l'insorgere dell'incendio. Fra i più noti, citiamo – a livello aziendale – i seguenti:
   - impiego di strutture incombustibili e resistenti al fuoco;
   - rispetto di distanze di protezione tra fabbricati e/o impianti e fra gli stessi ed elettrodotti, recinzioni, strade e ferrovie;
   - intervento – a livello progettuale – sulle lavorazioni e sui magazzini per realizzare condizioni di massima sicurezza;
   - attuazione di adeguate ventilazioni naturali o meccaniche;
   - adozione di impianti elettrici a regola d'arte (secondo la norma CEI 64-2);
   - messa a terra degli impianti per evitare la formazione di cariche elettrostatiche;
   - protezioni contro le scariche atmosferiche;
   - costituzione di squadre antincendio aziendali (1);

(1) In base alla legge 13.5.1961, n. 469, i comandi provinciali dei vigili del fuoco propongono al ministero dell'interno quali stabilimenti industriali debbano avere servizi propri di prevenzione ed estinzione incendi; esercitano la sorveglianza su detti servizi; curano la preparazione tecnica delle squadre antincendio aziendali. Una squadra antincendio è costituita da un gruppo di persone organizzato in modo autonomo, comandato da un caposquadra e dipendente direttamente dalla direzione di stabilimento, dotato di proprie attrezzature ed opportunamente addestrato per un immediato e razionale intervento, in attesa dell'arrivo dei vigili del fuoco. Il materiale deve comprendere una motopompa antincendio mobile, una adeguata dotazione di estintori portatili, carrellati o su veicolo, nonché usuali dotazioni pompieristiche quali: accette, elmetti, indumenti idonei, riserve di lance e manichette.

– impiego di attrezzi antiscintilla;
– divieto di fumare e di usare fiamme libere;
– predisposizione di un piano di intervento in caso di emergenza;
– ispezioni periodiche di controllo delle condizioni di sicurezza nei vari reparti.

Sempre in tema di prevenzione incendi, la normativa vigente impone – per tutti i luoghi di lavoro – la valutazione dei rischi di incendio, nonché l'individuazione e l'attuazione delle misure atte ad eliminare o ridurre quei rischi. In particolare, si devono adottare le seguenti misure:

- prevenzione degli incendi e della loro propagazione;
- controllo e manutenzione dei presìdi antincendio;
- procedure da attuare in caso di incendio;
- informazione e formazione del personale;
- simulazioni di situazioni di incendio.

2) *Provvedimenti per lo spegnimento o la circoscrizione dell'incendio.* intervengono quando l'incendio si è ormai sviluppato e sono classificabili in quattro categorie, a seconda che sono rivolti a:

a) garantire maggior sicurezza alle persone (uscite di emergenza, protezioni individuali, compartimenti antincendio);
b) frazionare il rischio, distanziando i locali più pericolosi, realizzando – in particolare – "muri tagliafuoco" (2) e "barriere d'acqua" (3);
c) segnalare tempestivamente l'incendio, mediante appositi impianti di rivelazione;
d) spegnere o almeno contenere l'incendio, mediante adeguati impianti antincendio.

37.2. LEGISLAZIONE

Si richiamano di seguito i principali provvedimenti normativi riguardanti la prevenzione incendi nel settore industriale (4):

– il D.M. 31 luglio 1934 (e successive modifiche ed integrazioni) riguardante gli stabilimenti per la lavorazione, l'immagazzinamento, l'impiego o la vendita di oli minerali (5);

(2) I muri tagliafuoco hanno lo scopo di isolare due fabbricati o locali in caso di incendio. Essi devono essere costruiti in materiali incombustibili, avere almeno 26 cm di spessore se in mattoni pieni con intonaco normale e 16 cm se in calcestruzzo, essere sopraelevati di almeno 0,50 m sopra gli spioventi della copertura, non avere aperture di alcun genere, a meno che queste siano protette da porte tagliafuoco a chiusura automatica (figg. 13.38 e X.15 del I volume).

(3) La barriera d'acqua è ottenuta mediante appositi ugelli installati su una tubazione sopraelevata in pressione; essa consente di isolare zone attigue, frenando l'espansione dell'incendio e limitando gli effetti dell'irraggiamento.

(4) Citiamo a parte il D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547, "Norme per la prevenzione degli infortuni sul lavoro", il quale, nel campo che qui interessa, contiene solo disposizioni molto particolari. Così, gli artt.13 e 14 prescrivono il numero e le caratteristiche delle porte di uscita dai locali in cui sussistono pericoli di incendio; l'art. 33 precisa che in tutte le aziende "devono essere adottate idonee misure per prevenire gli incendi e per tutelare l'incolumità dei lavoratori in caso di incendio"; l'art. 34 prescrive il divieto di fumare o di impiegare apparecchiature che possano produrre scintille in ambienti pericolosi; inoltre, fa obbligo di predisporre "mezzi di estinzione idonei in rapporto alle particolari condizioni in cui possono essere usati, ivi compresi gli apparecchi estintori portatili di primo intervento". Ricordiamo ancora, sempre dello stesso decreto, il disposto dell'art. 354: nei locali o luoghi di lavoro ove si sviluppano vapori e gas che costituiscono pericolo di incendio, "devono essere installati apparecchi indicatori e avvisatori automatici atti a segnalare il raggiungimento delle concentrazioni o delle condizioni pericolose".

(5) Tale D.M. ("Approvazione delle norme di sicurezza per la lavorazione, l'immagazzinamento, l'impiego o la vendita di oli minerali, e per il trasporto degli oli stessi") contiene norme che tendono a limitare gli effetti degli incendi; in particolare, precisa: le quantità di sostanze combustibili che si possono immagazzinare; le distanze minime fra fabbricati e/o serbatoi; le modalità costruttive dei fabbricati; i dispositivi di sicurezza da adottare e così via (v. capitolo 39).

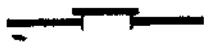
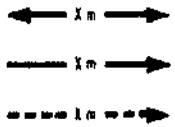
– la C.M. n. 68 del 25 novembre 1969 contenente norme di sicurezza per impianti termici a gas di rete;
– la C.M. n. 73 del 29 luglio 1971 che raccoglie le disposizioni ai fini della prevenzione incendi nel settore degli impianti termici ad olio combustibile ed a gasolio;
– la legge 6 dicembre 1971, n. 1083, "Norme per la sicurezza dell'impiego del gas combustibile";
– il D.M. 16 febbraio 1982, la C.M. n. 25 del 2 giugno 1982 ed il D.M. 27 marzo 1985, che elencano le attività, le industrie ed i depositi pericolosi i cui progetti devono essere approvati dai comandi provinciali dei vigili del fuoco ed il cui esercizio è soggetto a visite di controllo periodiche successivamente al rilascio del "certificato di prevenzione incendi";
– il D.P.R. n. 577 del 29 luglio 1982 e la C.M. n. 46 del 7 ottobre 1982 concernenti l'espletamento dei servizi di prevenzione e di vigilanza antincendi;
– il D.M. 16 novembre 1983 e successive modificazioni (D.M. 2/8/1984 – 11/6/1986 – 9/7/1988 – 17/12/1991) riguardanti le attività soggette – nel campo dei rischi di incidenti rilevanti – all'esame del corpo nazionale dei vigili del fuoco;
– il D.M. 30 novembre 1983 "Termini, definizioni generali e simboli grafici di prevenzione incendi" comprendente due allegati: A) definizioni generali di prevenzione incendi; B) simboli grafici da adottare nella esecuzione degli elaborati tecnici relativi ad attività soggette ai controlli dei vigili del fuoco (l'allegato B è riportato nella tab. 37.I);
– i D.M. 24 novembre 1984 e 8 giugno 1993 contenenti norme di sicurezza antincendio per il trasporto, la distribuzione, l'accumulo e l'utilizzazione del gas naturale con densità non superiore a 0,8;
– i D.M. 31 marzo 1984 e 13 ottobre 1994 relativi alle norme di sicurezza per la progettazione, l'installazione e l'esercizio dei depositi di gas di petrolio liquefatto con capacità complessiva rispettivamente non superiore e superiore a 5 m^3;
– il D.M. 1 febbraio 1986 "Norme di sicurezza antincendi per la costruzione e l'esercizio di autorimesse e simili";
– il D.P.R. 17 maggio 1988, n. 175, "Attuazione della direttiva CE n. 82/501 relativa ai rischi di incendi rilevanti connessi con determinate attività industriali, ai sensi della legge 16 aprile 1987, n. 182";
– la legge 5 marzo 1990, n. 46, ed il D.P.R. 6 dicembre 1991, n. 447, che dettano norme di sicurezza sulla progettazione e sull'installazione degli impianti elettrici relativi agli edifici adibiti ad attività industriali;
– il D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626, la circolare del ministero dell'interno 29 agosto 1995 ed il D. Lgs. 19 marzo 1996, n. 242, che prescrivono adempimenti ai fini della valutazione ed eliminazione dei rischi di incendio nelle aziende;
– il D.Lgs. 14 agosto 1996, n. 493, che recepisce la segnaletica di sicurezza (6) sul posto di lavoro emanata a livello CE;

La vigente legislazione comprende inoltre norme riguardanti in modo specifico la prevenzione incendi nelle attività a rischio di incidenti rilevanti connessi con determinate attività industriali.

(6) Per segnaletica di sicurezza si intende una segnaletica che, riferita ad un oggetto, ad un'attività o ad una determinata situazione, fornisce un'indicazione o una prescrizione concernente la sicurezza o la salute sul luogo di lavoro. La fig. 37.1 riporta i segnali prescritti dal decreto legislativo citato relativamente alla sicurezza antincendio.

I progetti degli impianti industriali devono essere preventivamente sottoposti all'approvazione del comando provinciale dei vigili del fuoco interessato territorialmente: a tale comando compete sia il nulla osta necessario per la concessione edilizia comunale sia il rilascio – a impianto ultimato – del certificato di prevenzione incendi.

I singoli comandi provinciali dei vigili del fuoco, nel valutare i progetti sotto esame, si basano sulla normativa vigente e sull'esperienza; a volte fanno anche riferimento a norme vigenti in altri Paesi, di solito anglosassoni, notoriamente molto particolareggiate (7).

CATEGORIA	SIMBOLO FIGURATO	DEFINIZIONE
elementi costruttivi e relative aperture		Porta resistente al fuoco
NOTA – Quando trattasi di elementi costruttivi resistenti al fuoco, accanto al simbolo grafico si deve indicare la voce REI, RE o R con il relativo numero che esprime i minuti primi.		
distanziamenti		Distanza di sicurezza esterna Distanza di sicurezza interna Distanza di protezione
sistema di vie d'uscita		PERCORSO DI USCITA: • verso l'alto • orizzontale • verso il basso
estintori		Estintore portatile
		Estintore carrellato

(segue)

(7) Ricordiamo che le compagnie assicuratrici applicano sconti anche rilevanti sui premi di assicurazione quando vengono attuate precise prescrizioni, tratte in genere dalle clausole delle compagnie assicuratrici inglesi (presso le quali molte compagnie italiane sono riassicurate).

(segue tabella 37.I)

CATEGORIA	SIMBOLO FIGURATO	DEFINIZIONE
sistemi antincendio idrici		Naspo
		Idrante a muro con tubazione flessibile e lancia
		Idrante sottosuolo
		Idrante soprasuolo
		Attacco per autopompa singolo e doppio
NOTA – Accanto al simbolo devono essere indicati il diametro delle bocche ed il numero se multiplo.		
sistemi di segnalazione		Impianto di allarme
	(*)	Impianto automatico di rivelazione d'incendio
NOTA – (*) All'interno della circonferenza deve comparire il simbolo del tipo di rivelatore.		
impianti fissi di estinzione		Ad attivazione automatica
		Ad attivazione manuale
NOTA – All'interno della circonferenza e del quadrato deve essere posto il simbolo della sostanza estinguente.		

Tabella 37.I – Simboli grafici da adottare negli elaborati tecnici relativi alle predisposizioni di prevenzione incendi (allegato B al D.M. 30 novembre 1983).

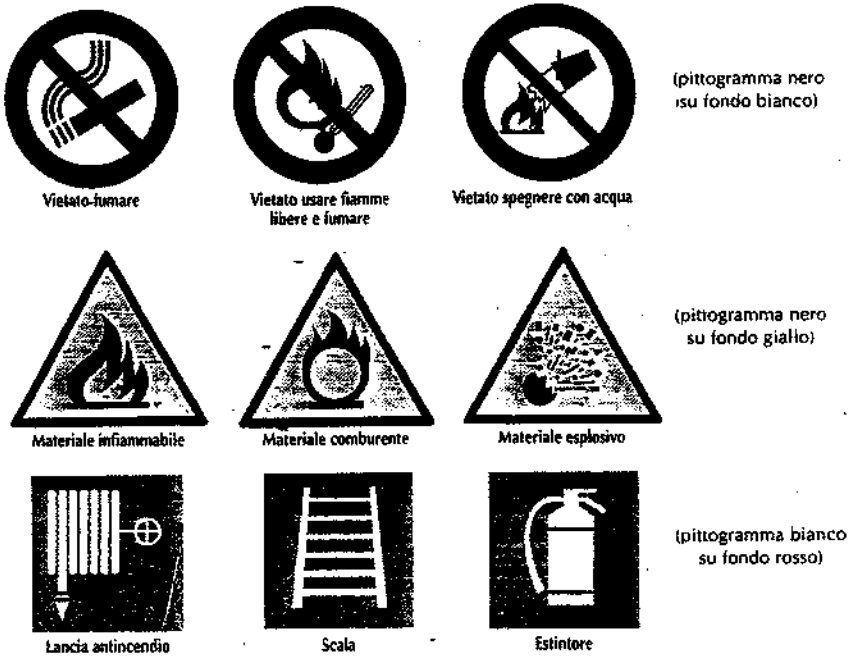


Fig. 37.1 – Segnaletica di sicurezza nei confronti di pericoli d'incendio (D.Lgs. 14 agosto 1996, n. 493).

37.3. CLASSIFICAZIONE E CINETICA DEGLI INCENDI

Il Comitato Europeo Normalizzazione (CEN) ha definito la seguente classificazione degli incendi, basata sulle sostanze che li alimentano:

- *Classe A:* incendi di materiali solidi combustibili e che comportano formazione di braci: sono dovuti a materiali quali carta, legname, tessuti, carboni, gomma, pelli;
- *Classe B:* incendi di liquidi infiammabili quali benzine, solventi, oli, vernici, resine, etere, alcool;
- *Classe C:* incendi di gas infiammabili come metano, acetilene, idrogeno, gas di città;
- *Classe D:* incendi di sostanze chimiche e metalli leggeri combustibili (sodio, potassio, magnesio, calcio, bario);
- *Classe E:* incendi originati da materiale elettrico sotto tensione quali trasformatori, motori elettrici, generatori, alternatori, interruttori.

Con particolare riferimento alla lotta contro gli incendi mediante estintori, la norma UNI-EN 2 ("Classificazione dei fuochi") suddivide i fuochi in quattro classi e precisamente:

- Classe A: fuochi da materiali solidi, generalmente di natura organica, la cui combustione avviene normalmente con formazione di braci (legno, carta, cartoni, gomma, tessuti, cuoio, pelli, carbone);
- Classe B: fuochi da liquidi o da solidi liquefattibili (alcoli, vernici, solventi, oli, lubrificanti, benzine, petrolio);
- Classe C: fuochi da gas (idrogeno, metano, propano, etilene, propilene, acetilene);

- Classe D: fuochi da metalli (nitrati, nitriti, clorurati, magnesio, manganese, sodio, potassio, alluminio in polvere, ecc.).

Un incendio è essenzialmente un processo di ossidazione violenta di cui le fiamme rappresentano l'aspetto più appariscente e ultimo di tutta una serie di fenomeni. La combustione, in particolare, è una reazione chimica esotermica che normalmente comporta l'ossidazione di un combustibile da parte dell'ossigeno presente nell'aria.

Si definisce *temperatura di ignizione* di una sostanza la minima temperatura a cui la stessa deve essere riscaldata affinché venga innescata, da una fonte di energia esterna, una reazione di ossidazione esotermica in grado di autosostenersi.

La temperatura di ignizione effettiva dipende, oltre che dalla natura del materiale, dalla concentrazione e umidità del combustibile, dalla ventilazione, dalla rapidità del riscaldamento, dalla dimensione e dalla forma del materiale coinvolto, nonché dal possibile effetto catalitico o inibitore di altri materiali presenti.

Per i solidi poco volatili, come legno o carta, la temperatura di ignizione dipende in modo particolare dalla velocità del riscaldamento ossia dal tempo necessario per volatilizzare il combustibile e formare di conseguenza una miscela gassosa innescabile.

Al di sopra della temperatura di ignizione, dianzi definita come la temperatura alla quale una sostanza si infiamma in presenza di un innesco, ogni combustibile presenta una *temperatura di autoaccensione*. A questa temperatura, se il combustibile è a contatto con il comburente, inizia spontaneamente la combustione, anche se manca una forma di innesco esterna.

Per materiali come carta, cotone e lana, la temperatura di autoaccensione è compresa tra 200° e 260°C.

Dal punto di vista pratico, il grado di infiammabilità di un materiale è correlato alla sua temperatura di ignizione: quanto più questa è vicina alla temperatura ambiente, tanto più elevato è il grado di infiammabilità.

Il fatto che gran parte del materiale combustibile abbia una temperatura di ignizione molto superiore alla temperatura ambiente, non esclude il suo coinvolgimento in un incendio allorquando si verifichi un aumento della temperatura circostante.

37.4. CARICO DI INCENDIO

Un incendio in pieno sviluppo, per la varietà delle sostanze aggredite e la complessità dei fattori fisici e chimici che intervengono, costituisce un fenomeno estremamente imprevedibile nella sua evoluzione e che non sempre si presta ad un inquadramento teorico e quantitativo. In ogni caso, una preliminare valutazione del grado di pericolo presente in un edificio contenente materiale combustibile, passa attraverso il cosiddetto *carico di incendio*, che misura la quantità di calore che si può sviluppare per unità di area di quell'edificio in caso di incendio.

Il carico di incendio si può valutare con la formula:

$$q^* = \frac{\sum_{i=1}^{n} g_i H_i}{A} \qquad (37.1)$$

dove:
q^* = carico di incendio, in kcal/m² oppure MJ/m²;
g_i = massa in kg della sostanza combustibile i fra le n presenti nel locale;
H_i = potere calorifico superiore della sostanza combustibile, in kcal/kg o MJ/kg;
A = area totale del locale, in m².

Tabella 37.II - Poteri calorifici superiori di alcuni combustibili.

Materiale	Potere calorifico superiore kcal/kg	MJ/kg
tessuti di cotone	4000	17
carta	4000	17
paglia	3700	16
legname secco:		
– essenze forti	3700÷4000	16÷17
– essenze deboli	2800÷3000	12÷13
carbon fossile (antracite)	7500÷8000	
carbone coke	6500÷7200	31÷34
olio da forni	10200÷11000	43÷46
nafta da motori	11000	46
benzina	11300	47

La tabella 37.II riporta i valori del potere calorifico superiore di alcuni materiali combustibili.

In Inghilterra si considerano tre diversi *gradi di rischio* a seconda del valore del carico di incendio calcolato con la (37.1):
- rischio leggero: 150.000 ÷ 270.000 kcal/m² ovvero 630 ÷ 1.130 MJ/m²;
- rischio medio: 270.000 ÷ 570.000 kcal/m² ovvero 1.130 ÷ 2.390 MJ/m²;
- rischio grande: 570.000 ÷ 1.080.000 kcal/m² ovvero 2.390 ÷ 4.520 MJ/m².

La normativa italiana sulla prevenzione degli incendi considera – come carico d'incendio – il *potenziale termico* dei materiali combustibili presenti nei locali, misurato in chilogrammi di legno equivalente. Pertanto, il *carico d'incendio specifico*, riferito cioè alla unità di superficie lorda del locale, si calcola tramite l'espressione:

$$q = \frac{\sum_{i=1}^{n} g_i H_i}{4400\ A} \quad \text{(kg di legno/m}^2\text{)} \tag{37.2}$$

dove, oltre ai simboli già noti, si considera il potere calorifico del legno standard pari a 4400 kcal/kg ovvero 18,48 MJ/kg.

Indicativamente, si possono considerare – nel settore industriale – tre *livelli di rischio* in relazione al valore del carico di incendio calcolato con la (37.2):
- rischio lieve: se il carico d'incendio è inferiore a 35 kg di legno standard per metro quadrato;
- rischio medio: se il carico d'incendio è compreso fra 35 e 75 kg/m²;
- rischio grave: se il carico d'incendio supera 75 kg/m².

Tuttavia, come già accennato, la pericolosità connessa all'eventuale scoppio di un incendio in un locale non dipende soltanto dalla natura e dalla quantità dei materiali in esso contenuti, ossia dal carico di incendio. Altri fattori influenzano l'evoluzione di un incendio, quali la concentrazione o la distribuzione dei materiali, il loro grado di umidità, la ventilazione del locale (ovvero le dimensioni e la dislocazione delle aperture), la temperatura ambiente: tutti fattori che influenzano la velocità di combustione. In ogni caso, per ridurre il grado di pericolosità degli incendi è opportuno prevedere locali non troppo ampi (8) e separati o distanziati fra di loro, nonché fabbricati resistenti al fuoco: a quest'ultimo proposito ricordiamo che l'acciaio comincia a flettersi intorno ai 450°C ed a cedere verso i 600°G; e un incendio può raggiungere tali temperature in meno di 10 minuti, come si può rilevare dalla curva standard temperatura-tempo di fig. 37.2 (9).

In sintesi, si può ottenere una riduzione del rischio tramite: locali di dimensioni ridotte, interposizione di distanze di sicurezza, impiego di strutture resistenti al fuoco. Sono queste le misure più adatte per limitare i danni conseguenti ad un incendio.

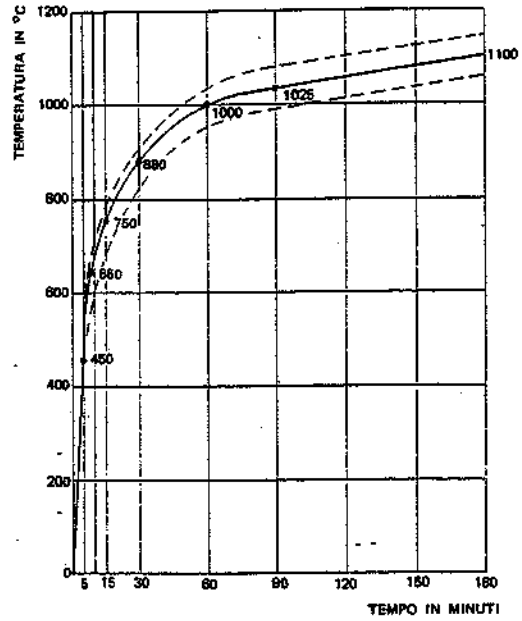


Fig. 37.2 – Curva caratteristica temperatura-tempo.

Si noti come il precedente suggerimento di prevedere locali di dimensioni limitate contrasti con l'obiettivo di ottimizzare il plant layout dello stabilimento, l'organizzazione della produzione, i trasporti interni: infatti, queste ottimizzazioni sono facilitate da locali molto vasti, senza soluzioni di continuità, con magazzini e lavorazioni privi di chiusure e muri tagliafuoco.

Si tratta perciò di individuare di volta in volta la soluzione che concilia nel migliore dei modi le due esigenze, raggiungendo il necessario grado di sicurezza e salvaguardando i criteri di razionalità del progetto dello stabilimento.

Ma per ottenere questo risultato, occorre in ogni caso predisporre impianti di spegnimento e di allarme adatti, nonché superfici di sfogo del calore e dei fumi di area sufficiente. Di tali impianti e accorgimenti si dirà nei paragrafi successivi.

Qui si vuole mettere in evidenza che la valutazione del carico di incendio specifico mediante la (37.2) fornisce una interessante indicazione progettuale. Premettiamo che, com'è ovvio, un incendio che si sviluppi in un locale può propagarsi nei locali adiacenti per cedimento delle strutture di separazione, per propagazione dei gas prodotti dalla combustione, per irraggiamento. Ne consegue che, al fine di impedire la propagazione dell'incendio nei locali vicini, è necessario prevedere

(8) L'incendio è tanto più pericoloso quanto più vasta è la superficie interessata.

(9) La fig. 37.2 compendia l'andamento della maggior parte degli incendi reali ed evidenzia che le temperature tendono ad assumere valori elevati nei primi minuti dall'inizio della combustione; successivamente l'incremento procede più lentamente (le temperature toccano punte finali di 1200° ÷ 1250 °C).

strutture di separazione aventi una adeguata resistenza al fuoco: in altre parole, in grado di conservare, sotto l'azione del fuoco e per un tempo prestabilito:

- la stabilità ovvero la resistenza meccanica;
- la tenuta nei confronti di fiamme, vapori o gas caldi;
- l'isolamento termico, limitando la trasmissione del calore (10).

Le tre suddette proprietà delle strutture nei confronti del fuoco sono individuate con dei simboli e precisamente:

- la resistenza si indica con il simbolo R;
- l'ermeticità si individua con il simbolo E;
- l'isolamento termico con la lettera I.

Pertanto, il simbolo REI identifica una struttura in grado di mantenere, per un determinato tempo, la stabilità, la tenuta e l'isolamento termico; con il simbolo RE si evidenzia che una struttura è dotata di resistenza meccanica e tenuta; il simbolo R identifica l'attitudine di una struttura a conservare – sempre per un tempo determinato – la stabilità sotto l'azione del fuoco.

Il tempo durante il quale una struttura conserva tutti o parte dei suddetti requisiti, viene misurato in minuti primi. Così, a titolo di esempio, scegliere una struttura avente una resistenza al fuoco REI 60 significa che quella struttura, esposta al fuoco, mantiene la stabilità, la tenuta e l'isolamento termico per 60 minuti primi (11).

Diventa allora importante, per evitare la propagazione di un incendio a locali vicini, definire quale resistenza al fuoco devono avere le strutture che delimitano un locale caratterizzato da un determinato carico di incendio.

La tab. 37.III fornisce la resistenza al fuoco di alcuni elementi strutturali di frequente impiego per delimitare i locali. Il livello di resistenza al fuoco può inoltre essere aumentato adottando particolari misure di protezione delle strutture, quali intonaci protettivi (12) e vernici intumescenti (13). In generale, le strutture degli edifici industriali non dovrebbero avere una resistenza al fuoco inferiore a 60 minuti. Solo nel caso di fabbricati industriali a un piano e non molto estesi, dotati di impianti antincendio e di adeguate vie di uscita, in cui si svolgano lavorazioni di materiali scarsamente combustibili, si possono adottare resistenze al fuoco minori di 60 minuti: così, a titolo di esempio, le strutture dell'edificio potrebbero essere realizzate in acciaio, con o senza rivestimenti protettivi.

Ma la regola generale a cui volevamo arrivare è la seguente: la resistenza al fuoco che le strutture racchiudenti un locale soggetto a rischio d'incendio devono avere è funzione del carico specifico d'incendio calcolato per quel locale mediante la (37.2); più precisamente, la resistenza al fuoco di tali strutture non deve essere inferiore al carico d'incendio specifico: così, per esempio, se il locale di cui trattasi ha un carico d'incendio q = 90, è opportuno che le strutture delimitanti quel locale abbiano una resistenza al fuoco non minore di REI 90. In altre parole, il carico d'incendio in kg/m² di legna standard indica la durata minima, in minuti primi, di resistenza al fuoco da richiedere alle strutture.

(10) Di norma, in questo campo si considera soddisfatto l'isolamento termico da parte di una struttura se o fino a quando la temperatura della superficie opposta a quella in cui si è sviluppato l'incendio non supera i 150 °C.

(11) Mantenere l'isolamento termico per 60 minuti significa che per 1 ora la temperatura della superficie non esposta al fuoco non supererà i 150 °C.

(12) Citiamo, fra i tanti, il gesso, la vermiculite, l'argilla espansa.

(13) Trattasi di vernici isolanti autoespandenti che, all'aumentare della temperatura, si gonfiano come a formare una schiuma.

Tabella 37.III – Tipologie di pareti e solai e relative resistenze al fuoco (circolare n. 91 del 14 settembre 1961 del ministero dell'interno).

RESISTENZA AL FUOCO minuti primi	15	30	45	60	90	120	180
PARETI	Spessore minimo in cm escluso l'intonaco						
Laterizi pieni con intonaco normale	6	13	13	13	26	26	26
Laterizi pieni con intonaco isolante	6	6	6	13	13	26	26
Laterizi forati con intonaco normale	6	10	14	20	30	30	30
Laterizi forati con intonaco isolante	6	6	6	10	10	14	20
Calcestruzzo normale	8	8	10	10	10	12	16
SOLAI	Spessore minimo in cm compreso il sottofondo del pavimento e il controsoffitto						
Soletta in c.a.							
– con intonaco normale (1,5 cm)	10	10	12	14	16	20	20
– idem con intonaco isolante (1,5 cm)	10	10	12	14	14	16	16
Solaio in laterizio armato con intonaco normale (1,5 cm)	16	16	20	24	24	30	30
– idem con intonaco isolante (1,5 cm)	14	14	18	18	20	24	24
Elementi in c.a. precompresso con intonaco normale (1,5 cm)	16	16	20	24	24	30	30
– idem con intonaco isolante (1,5 cm)	14	14	18	20	24	24	24

La definizione della resistenza al fuoco delle strutture consente di precisare una misura di protezione passiva contro la conseguenza degli incendi denominata *compartimentazione*: questa consiste nel prevedere locali, all'interno degli edifici, delimitati e protetti da elementi costruttivi aventi una prestabilita resistenza al fuoco (fig. 37.3). Tali locali o compartimenti antincendio hanno lo scopo di assicurare una protezione alle persone coinvolte in un incendio, di consentire il loro sfollamento verso l'esterno e di facilitare gli interventi di spegnimento; devono essere dotati di aperture per l'aerazione naturale e lo sfogo dei fumi e del calore.

Nell'ambito della compartimentazione, citiamo ancora il cosiddetto *filtro a prova di fumo*: trattasi di un particolare disimpegno avente la funzione di "filtrare" il fumo prodotto da un eventuale incendio, impedendo che lo stesso penetri nel locale compartimentato (ad esempio, un vano scala). Tale disimpegno consiste in un vano delimitato da strutture con resistenza al fuoco REI stabilita, e comunque non inferiore a 60, dotato di due o più porte munite di congegni di autochiusura con resistenza al fuoco REI prestabilita, e comunque non inferiore a 60. La funzione di filtro del fumo può essere ottenuta in uno dei tre modi seguenti: il vano-filtro è aerato direttamente dall'esterno tramite aperture libere di superficie non inferiore a 1 m², oppure è dotato di un camino di ventilazione di sezione non inferiore a 0,10m² sfociante al di sopra della copertura dell'edificio, oppure è mantenuto in sovrappressione di almeno 0,3 mbar mediante apposito impianto di ventilazione (fig. 37.4).

37.5. SEGNALAZIONE DEGLI INCENDI

Da quanto si è andato esponendo, si comprende l'importanza della tempestiva segnalazione di un principio di incendio, sia per ragioni di sicurezza sia per anticipare l'intervento e limitare i danni.

A tale fine, sono stati messi a punto numerosi sistemi di rivelazione di incendi.

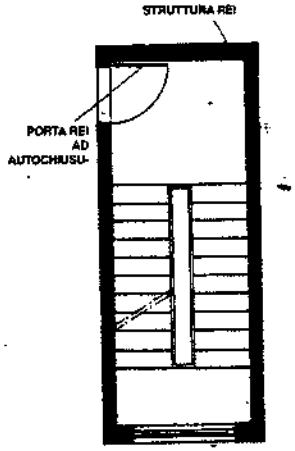


Fig. 37.3 – Esempio di compartimentazione antincendio di un vano scala.

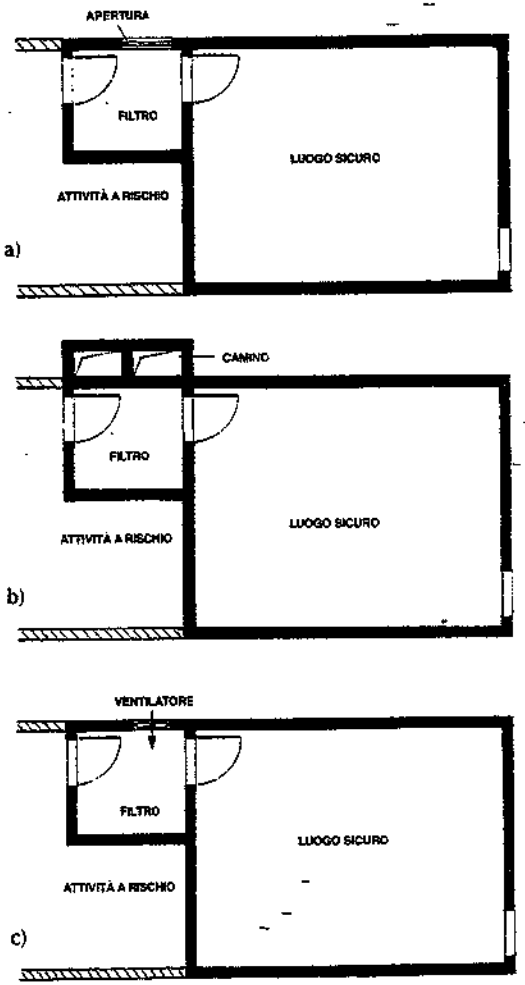
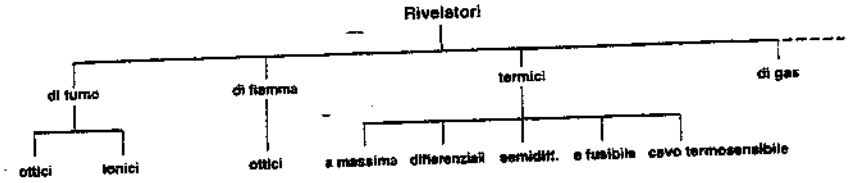


Fig. 37.4 – Schema dei tre tipi di filtri a prova di fumo: a) aerato direttamente dall'esterno; b) dotato di camino sfociante sopra la copertura dell'edificio; c) mantenuto in sovrappressione rispetto agli ambienti circostanti.

Essi si basano sulle alterazioni fisiche e chimiche che un incendio provoca nell'ambiente in cui si sviluppa.

Lo schema seguente riassume i tipi di rivelatori d'incendio di uso più corrente:



1) Rivelatori di fumo

– *Rivelatori ottici* (fig. 37.5): sono composti da una camera di analisi e da un circuito elettronico di amplificazione; nella camera di analisi sono presenti un diodo emettitore di luce ed un fotodiodo rivelatore. Quando in tale camera entrano delle particelle di fumo, il raggio di luce emessó dal diodo viene riflesso facendo aumentare la luminosità; questa variazione di luce è convertita dal fotodiodo in variazione di corrente elettrica che, attraverso l'amplificatore, viene rilevata ed inviata alle apparecchiature di segnalazione.

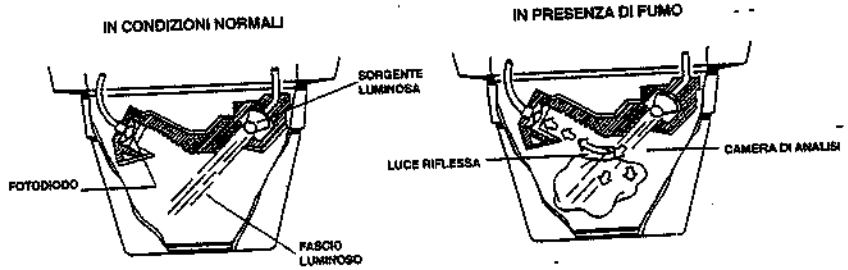


Fig. 37.5 – Rivelatore ottico di fumo.

– *Rivelatori ionici* (fig. 37.6): noti anche come rivelatori a camera di ionizzazione, sono adatti per fumi visibili ed invisibili. Una piccola quantità di materiale radioattivo posto nella camera di rivelazione ionizza l'aria presente tra due armature, permettendo il passaggio di una piccola corrente. Quando delle particelle di fumo entrano nella camera di rivelazione, la ionizzazione in essere viene alterata ed il passaggio di corrente ridotto. Questa variazione di potenziale viene rilevata, amplificata ed inviata alle apparecchiature di segnalazione.

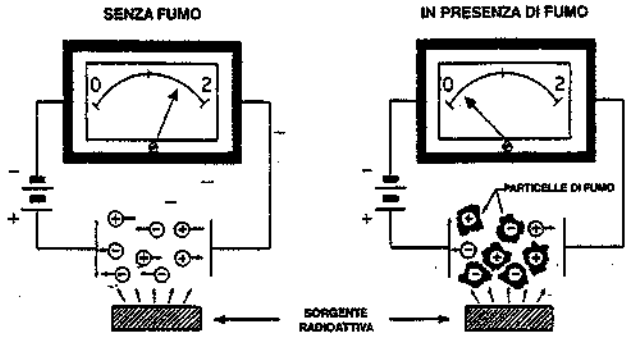


Fig. 37.6 – Rivelatore ionico di fumo.

2) Rivelatori di fiamma

– *Rivelatori ottici:* possono essere ad infrarossi o ad ultravioletti. Il primo tipo è in grado di captare anche piccole scintille, ma può essere influenzato da sorgenti infrarosse presenti in molti ambienti (corpi riscaldanti, lampade, ecc.). Il secondo può essere installato in qualsiasi ambiente ed anche all'aperto in quanto è in grado di discriminare i raggi ultravioletti emessi da una fiamma da altri esistenti in natura, eliminando così i falsi allarmi (fig. 37.7).

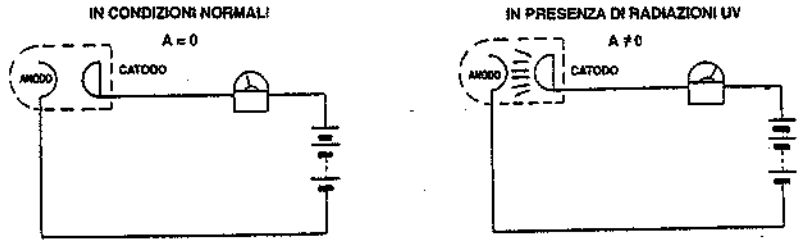


Fig. 37.7 – Rivelatore di fiamma a radiazioni ultraviolette.

3) Rivelatori termici

– *Rivelatori termici a massima* (fig. 37.8): una lamina bimetallica è disposta in modo che alle temperature normali chiude un contatto, permettendo il passaggio di una corrente di riposo nel circuito elettrico ad essa collegato; l'aumento della temperatura fa flettere la lamina (a causa del diverso coefficiente di dilatazione dei due metalli) fino a che il contatto si apre, la corrente di riposo si interrompe e viene dato l'allarme.

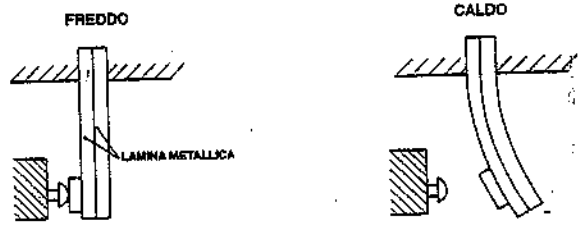


Fig. 37.8 – Rivelatore termico a massima.

– *Rivelatori termici differenziali:* basati sullo stesso principio dei precedenti, sono costruiti in modo da non essere influenzati da un incremento termico lento, ma solo da un brusco aumento di temperatura, in genere regolabile fra i 2° e i 10°C/min: infatti, una delle due lamine metalliche è isolata nei riguardi dell'ambiente (fig. 37.9), per cui quella libera raggiunge più rapidamente la temperatura circostante e si flette prima, aprendo il contatto (se l'aumento di temperatura è lento, le due lamine hanno lo stesso comportamento).

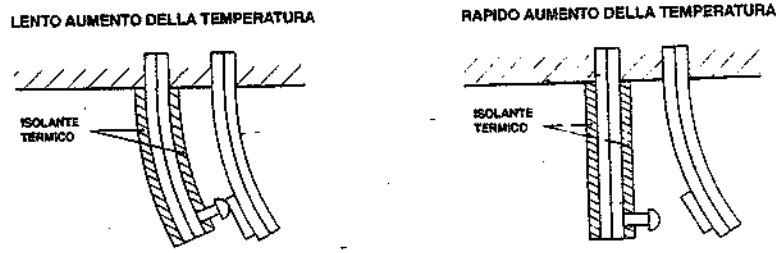


Fig. 37.9 – Rivelatore termico differenziale.

– *Rivelatori semidifferenziali*: riuniscono le caratteristiche dei rivelatori termici a massima e differenziali sopra richiamati, e cioè sono in grado di rilevare sbalzi rapidi di temperatura (ad esempio, 7°C/minuto) e, in caso di innalzamento lentissimo di quest'ultima, intervenire ad una temperatura prefissata.

– *Rivelatori a fusibile* (fig. 37.10): consistono in due lamine metalliche unite fra di loro ad una estremità mediante una sostanza che fonde a temperatura prestabilita; l'aumento della temperatura rende pastosa la sostanza fusibile consentendo alle lamine di allontanarsi: conseguentemente il contatto si apre determinando l'emissione dell'allarme.

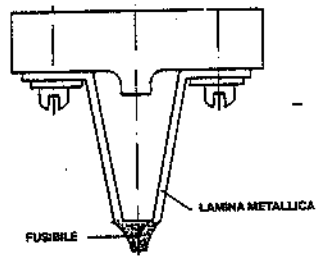


Fig. 37.10 – Rivelatore a fusibile.

– *Cavo termosensibile* (fig. 37.11): consiste in un cavo, comprendente due conduttori, percorso da una leggerissima corrente di segnale e rivestito con materiale termoplastico avente un punto di fusione stabilito. Questo filo viene steso attorno o sopra l'area che si intende controllare: quando la temperatura in prossimità del cavo raggiunge la soglia di intervento, l'isolamento del cavo si fonde mettendo la linea in corto circuito; la variazione dei parametri di impedenza della linea, provoca l'attivazione dell'allarme.

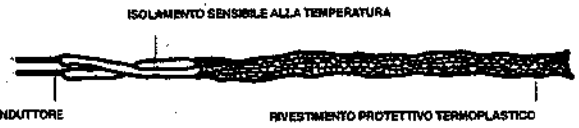


Fig. 37.11 – Cavo termosensibile.

4) Rivelatori di gas

Questi rivelatori sono adatti per segnalare la presenza di concentrazioni pericolose di prodotti e/o gas infiammabili ed esplosivi.

La scelta del rivelatore deve essere fatta considerando il tipo di fenomeno che si intende rilevare e quindi in base al materiale od al processo controllato: nel caso di materiali con innesco lento e produzione di fumo sono adatti i rivelatori di fumo; per le sostanze facilmente infiammabili e con forte sviluppo di calore si adottano i rivelatori termici; in locali chiusi in cui si trattino o si utilizzino liquidi infiammabili che, incendiandosi, danno prevalentemente luogo a fiamme, si ricorre ai rivelatori di fiamma.

Ciascun tipo di rivelatore richiede poi particolari modalità di installazione (spaziatura, distanza dal soffitto, distanza dalla fonte di calore) che, a loro volta, ne influenzano la scelta.

Per aumentare la sicurezza di funzionamento, si installano a volte, in uno stesso ambiente, due o più impianti di rivelazione.

La fig. 37.12 schematizza un impianto di segnalazione incendi mediante rivelatori: questi trasmettono l'indicazione "incendio" ad una centralina che contiene gli organi necessari per l'individuazione del luogo in cui è scattato l'allarme; essa, inoltre, è dotata di segnalatori ottici e acustici. Tale centralina è installata nel locale sorveglianti o nell'abitazione del custode o nei locali dei vigili del fuoco dello stabilimento (fig. 14.14).

Un impianto di rivelazione può essere previsto in modo da mettere

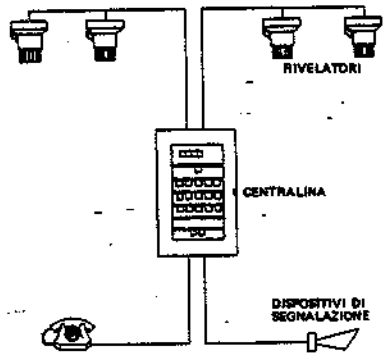


Fig. 37.12 – Impianto di segnalazione incendi.

direttamente in funzione l'impianto di spegnimento senza che si renda necessario l'intervento dell'uomo (14). Tale soluzione può però comportare la scelta di un impianto di rivelazione meno sensibile, al fine di evitare falsi allarmi, i quali potrebbero provocare inutili quanto dannosi interventi dell'impianto antincendio. Non è inoltre facile sostituire razionalmente la presenza dell'uomo quando l'estensione dell'incendio consente di graduare l'intervento (in modo da ridurre al minimo i danni spesso derivanti dallo stesso mezzo estinguente) e di isolare o allontanare materiali pericolosi. Questo spiega il motivo per cui è ancora molto diffuso il criterio di tenere separato l'impianto di segnalazione da quello di spegnimento.

L'intervento automatico è invece indispensabile nel caso di impianti non presidiati o difficilmente accessibili.

37.6. PRINCIPI GENERALI SULL'ESTINZIONE DI UN INCENDIO

L'estinzione di un incendio può avvenire:

– per raffreddamento, ossia abbassando sotto il punto di accensione la temperatura delle superfici esposte;
– per soffocamento, ossia riducendo l'afflusso di aria verso la zona di combustione: il tenore di ossigeno nella zona di combustione scende a valori tali da interrompere la combustione; analogo effetto si ottiene diluendo con un inerte la miscela gassosa combustibile. Si ricorda che per ogni combustibile esiste un campo di infiammabilità, compreso fra il limite inferiore ed il limite superiore di infiammabilità. Tali limiti sono funzione della temperatura e della pressione della miscela "combustibile + comburente + inerti", nonché delle relative pressioni parziali.

In pratica, lo spegnimento di un incendio avviene quasi sempre per effetto concomitante del raffreddamento e del soffocamento, con prevalenza dell'una o dell'altra azione a seconda del mezzo di estinzione impiegato; e quest'ultimo deve essere scelto tenendo conto della classe di incendio cui appartengono i materiali o le sostanze da proteggere, come si dirà in seguito.

Gli interventi per lo spegnimento di un incendio possono essere favoriti da opportuni accorgimenti volti a facilitare l'accesso al luogo dell'incendio, a limitare la propagazione di quest'ultimo e così via. In particolare, con riferimento al caso di fabbricati industriali, si è dimostrato utile predisporre nella copertura degli "sfoghi di calore" costituiti da chiusure che si aprono in caso di incendio: attraverso le aperture fuoriescono i gas di combustione, sottraendo calore dall'ambiente. Se pure è evidente che a tale fuoriuscita di calore corrisponde un apporto di nuova aria che va ad alimentare l'incendio, l'esperienza ha dimostrato che, per adeguate ampiezze delle aperture, l'apporto termico dovuto al comburente immesso è nettamente inferiore alla quantità di calore sottratta. Si ottiene per di più l'effetto di evitare l'accumulo, sotto la copertura, di gas surriscaldati (che spesso provocano il cedimento della copertura stessa) e di estromettere fumo dall'ambiente.

La tab. 37.III fornisce valori indicativi dell'area delle aperture di sfogo, espressi in percento della superficie in pianta del fabbricato industriale, in funzione del carico di incendio ovvero del grado di rischio individuato secondo la classificazione inglese.

(14) In altre parole, i rivelatori, oltre che da avvisatori di incendio, possono anche essere utilizzati per comandare l'entrata in funzione dell'impianto antincendio.

37.7. MEZZI ANTINCENDIO MOBILI

I mezzi per intervenire contro un incendio si possono distinguere in due grandi categorie: quelli *portatili* per interventi localizzati e quelli *fissi* destinati in genere a proteggere un intero locale o fabbricato.

Alla prima categoria appartengono i vari tipi di estintori, nonché i mezzi di intervento più elementari e tradizionali, quali la sabbia e le coperte di fibre di vetro (15).

Con specifico riferimento agli estintori portatili, la tab. 37.IV riassume i tipi di agenti estinguenti di più frequente impiego evidenziando le classi di incendio per cui risultano più efficaci e quelle per cui sono controindicati.

Tabella 37.III – Area delle aperture di sfogo da prevedere nelle coperture dei fabbricati industriali; espressa in percento della superficie in pianta (in m^2).

Grado di rischio	Carico di incendio (Mcal/m^2) (*)	% area fabbricato
leggero	150÷270	0,65÷1,20
medio	270÷570	1,20÷1,70
pesante	570÷1080	1,70÷2,50

(*) 1 Mcal = 4,186 MJ

Tabella 37.IV – Sostanze estinguenti, loro indicazioni e controindicazioni (le classi dei fuochi sono quelle definite dalla norma UNI-EN 2).

Sostanza estinguente	Campo di impiego	Non adatti per
Acqua sotto forma di getto	Fuochi di classe A	Incendi di apparecchiature elettriche e di classe B e C
Acqua nebulizzata	Fuochi di classe B e A	Fuochi di classe C e di sostanze chimiche reagenti con l'acqua
Schiuma meccanica	Fuochi di classe A e B	Incendi di apparecchiature elettriche e di classe C e D
Polvere chimica	Fuochi di classe A-B-C e di apparecchiature elettriche	Incendi coinvolgenti apparecchiature elettroniche e/o elettriche con relè
Anidride carbonica	Fuochi di classe B e C e di apparecchiature elettriche	Fuochi di classe A e D
Composti alogenati	Fuochi di classe A e B e di apparecchiature elettriche	Fuochi di classe C e D

Di seguito, si citano i principali tipi di estintori portatili, caratterizzati da una massa ≤ 20 kg.

- *Estintori idrici* (fig. 37.12): constano di un serbatoio contenente acqua (o, in alcuni casi, acqua con l'aggiunta di particolari sostanze chimiche) e di una bomboletta di gas compresso (di solito CO_2) che all'atto dell'intervento pressurizza il serbatoio con conseguente espulsione del liquido. Sono adatti quale mezzo di primo intervento contro incendi di sostanze solide (legno, carta, carbone, paglia, tessuti). Non sono idonei per lo spegnimento dei liquidi infiammabili (oli, benzine, solventi); di gas quali metano, propano, gas illuminante; di metalli ed apparecchiature elettriche. Nella versione ad acqua nebulizzata, gli estintori idrici sono impiegati anche su incendi di classe B.

(15) La sabbia è molto utile per soffocare piccoli incendi al loro insorgere ed è addirittura insostituibile nei casi di rovesciamento accidentale di metalli fusi, per contenerne l'espansione. Le coperte in fibre di vetro danno ottimi risultati quando si tratta di soffocare piccoli focolai di incendio, in quanto li isolano completamente dall'aria; devono però essere manovrate con una certa abilità per evitare di insufflare aria sul focolaio, con effetti ovviamente controproducenti.

- *Estintori a schiuma meccanica* (fig.37.13): la schiuma è formata da una soluzione acquosa di saponificanti oppure per idrolisi di sostanze proteiche animali o sintetiche. Il propellente è costituito da un gas (azoto, aria o anidride carbonica) compresso in una bombola. Il volume in schiuma può arrivare a 6÷15 volte il volume della miscela acqua più liquido schiumogeno. Lo spegnimento avviene ancora per separazione meccanica dell'aria dal combustibile, con sottrazione di calore da parte dell'acqua che evapora. Tali estintori sono indicati per incendi di classe A e B, controindicati per le altre classi.

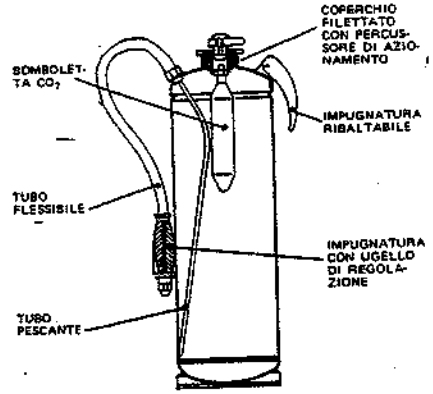


Fig. 37.12 – Estintore idrico portatile.

- *Estintori a polvere chimica* (fig. 37.14): la polvere è costituita da sali finemente suddivisi che un gas propellente consente di scaricare sul fuoco attraverso l'ugello di cui è dotata la bombola. Le polveri utilizzate nella carica di questi estintori hanno composizioni adatte all'estinzione degli incendi delle classi A, B, C, D. Più precisamente, sono disponibili estintori a base di:
  - sali di sodio o di potassio, adatti per le classi di fuoco B e C;
  - fosfato di ammonio, adatti per le classi di fuoco A, B e C;
  - polveri speciali adatte per la classe di fuoco D.

  Poiché le polveri hanno elevate proprietà dielettriche, è possibile usarle anche su apparecchiature ed impianti elettrici. L'impiego è solo sconsigliato nei casi in cui l'imbrattamento dovuto alla polvere erogata può richiedere interventi di ripristino rilevanti (apparati telefonici, apparecchiature elettroniche, macchine-fotocopiatrici).

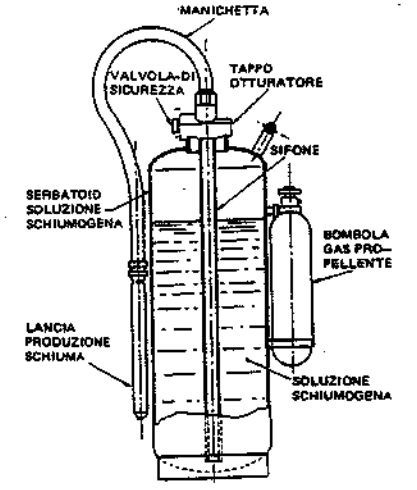


Fig. 37.13 – Estintore a schiuma meccanica.

- *Estintori a CO_2* (fig. 37.15): sono costituiti da bombole contenenti anidride carbonica liquefatta. Alla temperatura di 20°C, la CO_2 ha una tensione di vapore di circa 58 bar e si trova in prossimità del punto critico del suo diagramma di stato. Per temperature maggiori, la pressione cresce molto rapidamente, per cui si rende opportuno evitare – per motivi di sicurezza – un eccessivo riscaldamento delle bombole contenenti CO_2. Per ovviare, almeno in parte, a tale inconveniente, si riduce la carica di CO_2 nelle bombole, limitando così l'aumento di pressione provocato dalla

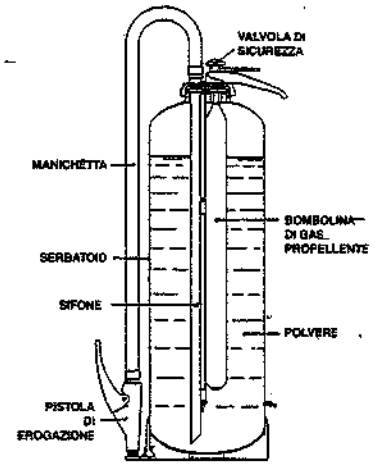


Fig. 37.14 – Estintore a polvere.

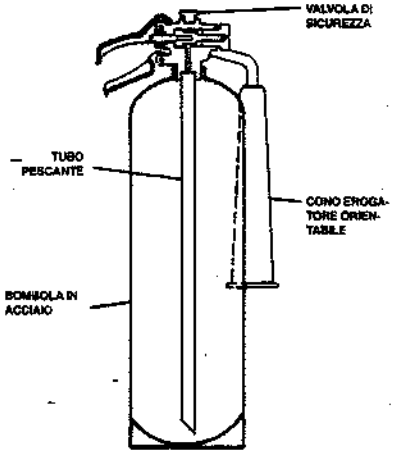


Fig. 37.15 – Estintore a CO_2.

temperatura. Il funzionamento degli estintori in esame è semplice: basta aprire una valvola e dirigere verso la base della fiamma il getto fuoriuscente da un cono che a volte è montato direttamente sulla bombola, a volte su un tubo flessibile intermedio. L'erogazione può essere interrotta e ripresa in qualsiasi momento. L'azione estinguente della CO_2 avviene non solo per soffocamento, ma anche per raffreddamento: infatti, per la forte espansione adiabatica, la CO_2 che fuoriesce si trasforma parzialmente in ghiaccio secco (il che spiega il motivo per cui si parla spesso di estintori a "neve carbonica"). L'estintore di cui ci occupiamo è relativamente costoso, ma non lascia alcun deposito e non corrode: è quindi particolarmente indicato per interventi su macchinari delicati. L'alto potere dielettrico della CO_2 ne rende possibile l'impiego su apparecchiature elettriche sotto tensione. Essa, inoltre, è adatta per incendi di classe B e C. Una riserva su questi estintori proviene dal fatto che il potere estinguente è legato alle condizioni di ventilazione ed è relativamente scarso all'aperto. Inoltre, in certi casi, il brusco raffreddamento prodotto può risultare dannoso.

– *Estintori a idrocarburi alogenati*: utilizzano liquidi alogenati aventi elevata capacità di interrompere la reazione di combustione e soffocare l'incendio. In passato tali estinguenti erano costituiti da idrocarburi completamente alogenati e contenenti anche bromo, denominati *halons*. Poiché però tali sostanze risultano lesive dell'ozono stratosferico e dannose per l'ambiente, sono state messe al bando con legge 28 dicembre 1993, n. 549.

I D.M. 20 dicembre 1982 e 6 marzo 1992 prescrivono che tutti gli estintori siano colorati in rosso ed identificati con un'etichetta su cui sono indicati, in particolare:

- il tipo di estintore, la sua carica e la classe di incendio che è idoneo ad estinguere (fig. 37.16);
- la modalità di utilizzazione;
- i pericoli di natura elettrica ossia se l'estintore può essere utilizzato o meno su apparecchiature sotto tensione elettrica.

Gli estintori sono anche disponibili in versione carrellata, con cariche di estinguente maggiori rispetto agli estintori portatili: infatti, la loro massa totale supera i 20 kg ed il contenuto di estinguente può raggiungere 150 kg.

Gli estintori trasportati su ruote contengono estinguenti a schiuma, a polvere o ad anidride carbonica (v. UNI 9492-89). La gittata minima, ossia la proiezione dell'agente estinguente, deve raggiungere i 2 m nel caso della CO_2, i 6 m per la schiuma e gli 8 m per la polvere.

Infine, come mezzi antincendio mobili, ricordiamo le motopompe carrellate, che accoppiano alla mobilità elevate pressioni di pompaggio (dieci bar e anche più). Un getto di acqua a tali pressioni è nettamente più efficace di quello di un normale idrante funzionante a pochi bar, non tanto per la maggiore gittata, ma per la possibilità di ottenere, con l'uso di opportune lance, un getto altamente frazionato. I vantaggi di un tale getto sono molteplici: consente di ottenere lo "strappamento" della fiamma; presenta una maggiore efficacia di raffreddamento, data l'elevata superficie specifica delle goccioline; provoca un effetto di soffocamento per abbassamento della pressione parziale dei vapori combustibili. Tale getto ha pure discrete capacità dielettriche. Le pompe utilizzate (motopompe) sono a motore ciclo Otto o diesel (il raffreddamento è di solito ad acqua) per grandi portate, a scoppio (benzina) per portate fino a $1 \div 2 m^3/min$ a 8 bar.

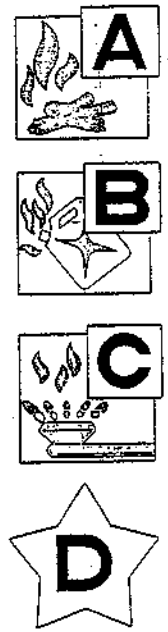


Fig. 37.16 – Pittogrammi rappresentanti le classi di incendio che l'estintore è idoneo ad estinguere.

37.8. IMPIANTI ANTINCENDIO FISSI

Passiamo ora a considerare i mezzi antincendio fissi. Si tratta di mezzi di spegnimento di maggiore potenzialità di quelli dianzi descritti. Vengono di norma installati congiuntamente ai mezzi portatili.

Di seguito, sono illustrati i tipi di impianti fissi più noti.

a) Impianti a idranti

Per ambienti molto piccoli, che non abbisognino di grandi quantitativi di acqua industriale e nei quali i pericoli di incendio siano limitati, si può realizzare una sola rete dell'acqua (quella potabile), che provvede anche alle esigenze industriali e antincendio. La fig. 37.17 si riferisce appunto ad una piccola officina nella quale la condotta dell'acqua potabile (alimentata da un pozzo trivellato) serve anche per limitate utenze industriali e per l'eventuale alimentazione dei due idranti antincendio installati all'interno.

In genere, però, è consigliabile costruire reti dell'acqua separate secondo i diversi impieghi (potabile, industriale, antincendio). Infatti, se è vero che l'impianto di una rete di acqua antincendio rappresenta una spesa non indifferente, non c'è dubbio che tale spesa può risultare ampiamente giustificata in caso di incendio.

Esaminiamo allora le caratteristiche essenziali di un impianto antincendio ad acqua del tipo a idranti.

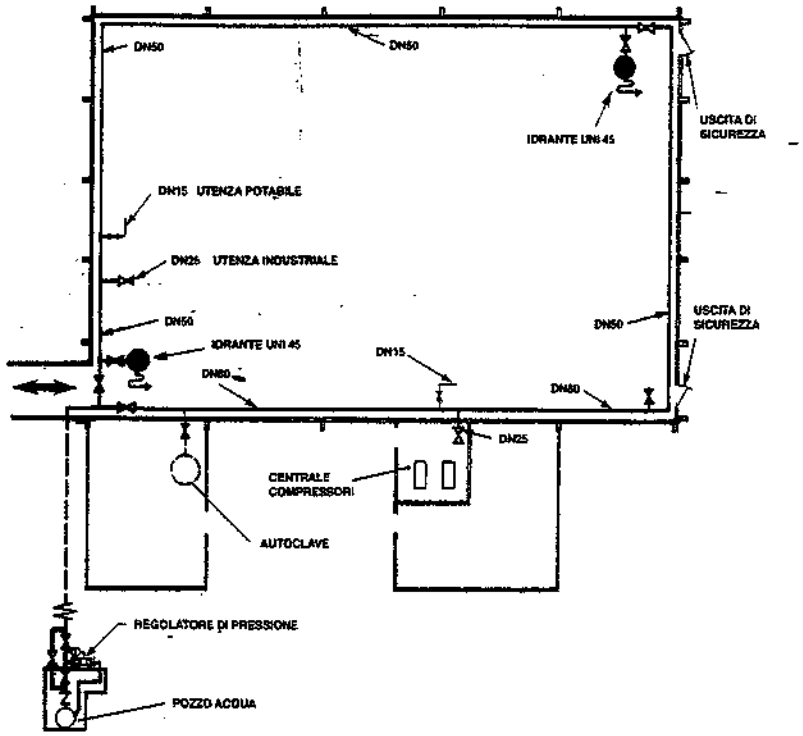


Fig. 37.17 – Rete unica per la distribuzione dell'acqua alle utenze industriali, potabili e antincendio, realizzata con tubi di acciaio zincato.

L'acqua di alimentazione dell'impianto può provenire da pozzi, vasche, serbatoi, canali, fiumi, acquedotti.

Se l'acqua è prelevata da un pozzo o da una vasca, la pompa destinata ad alimentare la rete antincendio sarà dotata di allacciamento elettrico preferenziale (16) oppure sarà allacciata ad un gruppo elettrogeno o ancora sarà azionata da un motore a combustione interna (motopompa): la soluzione migliore è però quella di prevedere sia l'allacciamento elettrico preferenziale, sia il gruppo elettrogeno e/o la motopompa.

Se la fonte di alimentazione è un acquedotto, occorre essere certi che questo sia in grado di assicurare la pressione minima richiesta, in qualunque ora della giornata (è comunque consigliabile prevedere una riserva d'acqua per uso antincendio). L'allacciamento è privo di contatore (fig. 34.1), ma le saracinesche dei singoli idranti sono piombate e si devono aprire solo in caso di incendio. Se la pressione dell'acquedotto è minore di quella richiesta, occorre installare pompe di surpressione, dotate di by-pass con valvola di non-ritorno.

(16) Linea di alimentazione indipendente da quella generale dello stabilimento.

La soluzione più sicura è certamente quella di un serbatoio sopraelevato (fig. 35.2) atto ad assicurare, alla pressione minima prestabilita, una adeguata riserva di acqua cui attingere in caso di incendio (17): il serbatoio alimenta l'anello esterno allo stabilimento e l'eventuale rete interna. La fig. 37.18 fornisce lo schema di un impianto a idranti, costituito da un anello esterno e da una rete interna alimentati dal serbatoio aereo.

Quando non è previsto il serbatoio sopraelevato, la condotta proveniente dal pozzo o dalla vasca di accumulo alimenta di solito sia la rete industriale sia quella antincendio (figg. 37.19 e 37.20). In apposita camera interrata, un gruppo di saracinesche e di derivazioni collega il condotto principale con la rete dell'acqua industriale, l'anello antincendio esterno al fabbricato e la rete antincendio interna allo stabilimento. Data la relativa insicurezza derivante dal fatto che non esiste

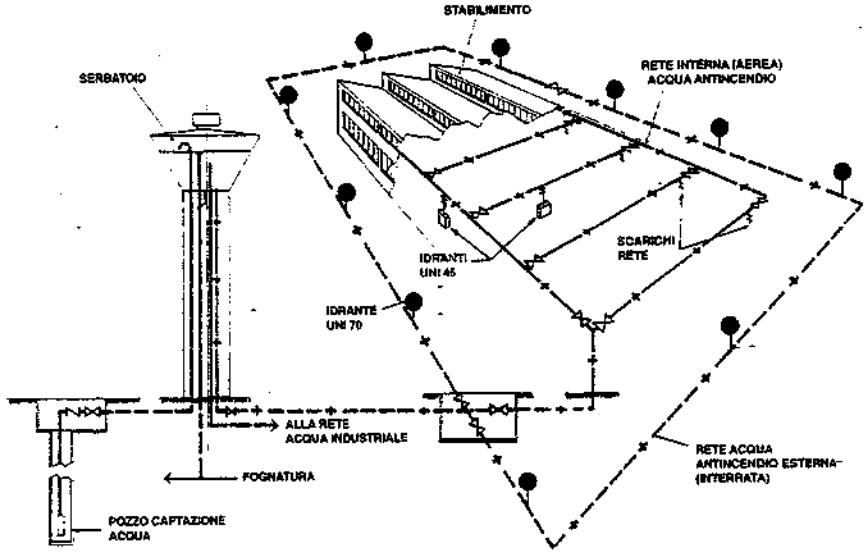


Fig. 37.18 – Schema delle reti dell'acqua antincendio interna ed esterna alimentate da un serbatoio sopraelevato.

il serbatoio aereo, se nelle vicinanze vi è un acquedotto pubblico, conviene prevedere un allacciamento di emergenza allo stesso. In ogni caso, la rete antincendio deve essere dotata di uno o più attacchi unificati per le autopompe di cui sono dotati gli automezzi dei vigili del fuoco, nonché le squadre antincendio di stabilimento.

L'anello esterno della rete antincendio è costituito da una tubazione interrata

(17) Sovente si determina l'entità della riserva d'acqua per uso antincendio in base alla seguente regola pratica: assicurare per 1 ÷ 2 ore l'alimentazione al sistema previsto per l'intervento sul massimo rischio calcolato.

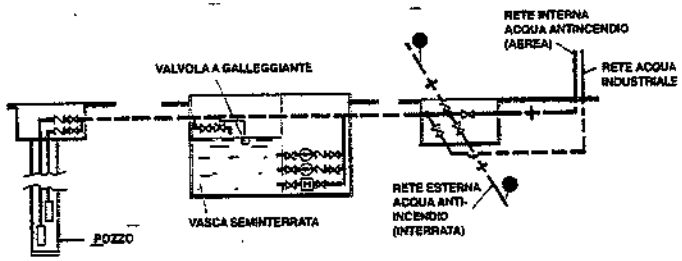


Fig. 37.19 – Schema delle reti dell'acqua antincendio e industriale alimentate da una vasca seminterrata.

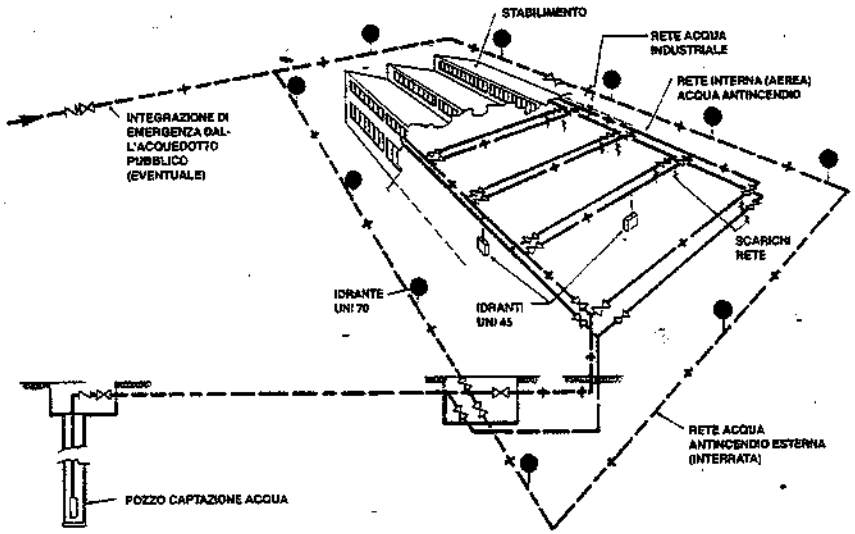


Fig. 37.20 – Schema delle reti dell'acqua antincendio e industriale alimentate da un pozzo.

posta ad una distanza di 5÷15 m dal fabbricato. A tale tubazione vengono allacciati di norma *idranti* dotati di uno o due attacchi DN 70, del tipo sottosuolo, cioè installati in pozzetti sotto il piano campagna (fig. 37.21), oppure soprasuolo a colonna (fig. 37.22), entrambi denominati UNI 70 (18). Tali idranti sono distanziati in relazione al grado di protezione richiesto ed al raggio di azione utile degli stessi; raggio d'azione che dipende dalla lunghezza del tubo flessibile (normalmente 20 o 25 m), dalla pressione dell'acqua e dal diametro del bocchello della lancia (tabelle 37.IV e 37.V).

(18) La dicitura UNI 70, come le altre di cui si dirà fra poco, contrassegna il diametro nominale degli attacchi per le tubazioni flessibili a cui sono collegate le lance antincendio. La unificazione è riportata nella tabella UNI 810-75 "Attacchi a vite delle apparecchiature per estinzione incendi" (tubazioni flessibili, imboccature pompe, prese autobotti, ecc.). Le caratteristiche dimensionali degli idranti e delle tubazioni flessibili sono indicate nelle norme UNI 9485, 9486, 9487.

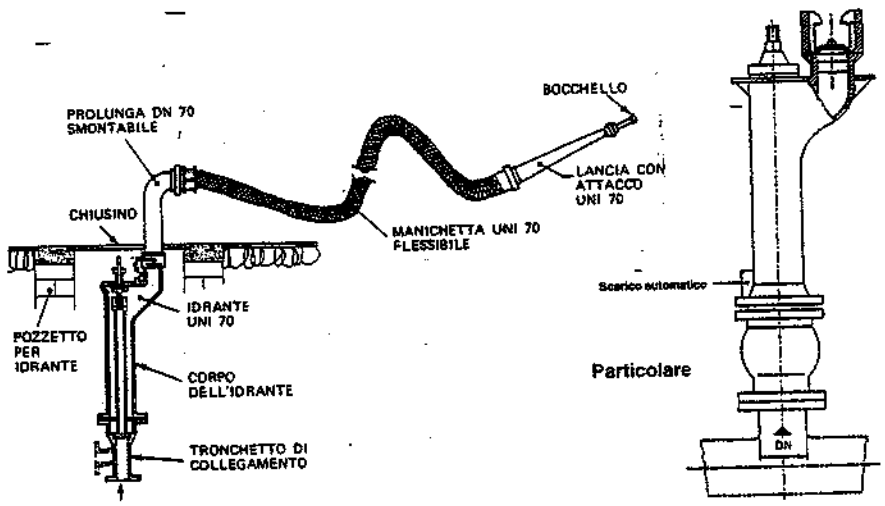


Fig. 37.21 – Idrante UNI 70 del tipo sottosuolo.

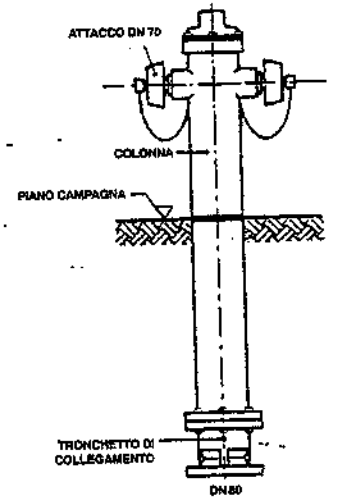


Fig. 37.22 – Idrante a colonna soprasuolo UNI 70 con due attacchi per le tubazioni flessibili DN 70.

In pratica, gli idranti UNI 70 non dovrebbero essere distanziati fra loro più di 50÷80 m. È consigliabile inoltre prevedere un idrante in corrispondenza di ogni ingresso nel fabbricato, in modo che risulti agevole accedere con le tubazioni flessibili.

Fra ogni idrante e la condotta di alimentazione è installata una valvola di tenuta, al fine di poter eseguire eventuali riparazioni sul singolo idrante senza dover vuotare l'intera rete.

Come si è detto, la fig. 37.21 rappresenta un idrante UNI 70 del tipo sottosuolo: sul tronchetto di collegamento è installato il corpo dell'idrante, dotato di una colonnina (smontabile) per l'attacco del tubo flessibile e della lancia. L'idrante è allogato in una cameretta munita, sul fondo, di pozzetto perdente e protetta da un chiusino metallico a livello del terreno. Proprio perché "interrati" e quindi soggetti ad essere bloccati da mezzi mobili o da merci, gli idranti sottosuolo sono meno utilizzati degli idranti soprasuolo a colonna (fig. 37.22).

Sovente, nei punti più pericolosi o strategici, si installano idranti caratterizzati da 2 o 3 attacchi DN 70 e uno DN 100 (v. norma UNI 9485-89).

La distinzione fra i tipi di idranti disponibili sul mercato è basata sul diametro dell'attacco alla tubazione dell'acqua antincendio e sul numero e diametro degli attacchi unificati, come risulta dalla tabella collegata alla fig. 37.23. Questa figura riguarda un idrante soprasuolo con diametro di attacco DN 100, due bocche di usci-

Tabella 37.IV – Lunghezza del getto (in m) di bocchelli per lance idriche in funzione del diametro e della pressione.

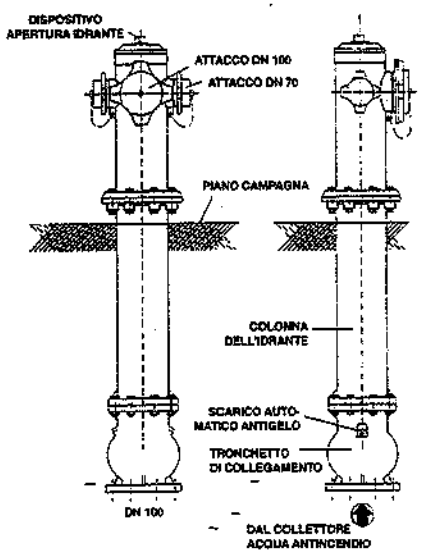
bar *	Diametro dei bocchelli (mm)					
	UNI 45			UNI 70		
	10	12	14	16	18	20
3	22	23	24	26	27	28
4	24	25	26	28	29	31
5	26	27	28	30	32	34
6	28	29	30	32	34	37
7	30	32	33	35	37	40
8	31	33	34	38	40	43
9	30	34	35	40	42	45
10	30	34	36	41	43	47
11	29	33	35	42	44	48
12	28	33	35	42	45	49

* Pressione al bocchello delle lance.

Tabella 37.V – Altezza del getto (in m) di bocchelli per lance idriche in funzione del diametro e della pressione.

bar *	Diametro dei bocchelli (mm)					
	UNI 45			UNI 70		
	10	12	14	16	18	20
3	16	17	18	19	20	21
4	18	19	20	21	22	23
5	19	20	21	22	24	26
6	21	22	23	24	26	28
7	22	23	24	26	28	30
8	23	24	25	28	30	32
9	22	25	26	30	31	34
10	22	25	27	30	32	35
11	21	24	26	31	33	36
12	21	24	26	31	34	37

* Pressione al bocchello delle lance.



Flangia di attacco *DN*	Numero di bocche		Posizioni bocche
	DN 70	DN 100	
80	2	–	A_1 A_1
100	2	1	A_1 A_1 A_2
150	2	1	A_1 A_1 A_2
	3	1	A_1 A_1 A_1 A_2

Fig. 37.23 – Idrante a colonna soprasuolo UNI 100 (2/70 – 1/100). Classificazione degli idranti soprasuolo secondo la norma UNI 9485.

ta DN 70 in posizioni simmetriche e una bocca DN 100. A tale idrante è possibile attaccare due manichette DN 70 oppure la tubazione flessibile DN 100 montata sugli automezzi dei vigili del fuoco (19) o collegata alla motopompa carrellata normalmente in dotazione della squadra antincendio dello stabilimento.

Gli idranti previsti all'interno del fabbricato sono in genere del tipo UNI 45 a cassetta con manichetta e lancia. L'allacciamento alla rete è effettuato mediante derivazione con tubo e valvola di intercettazione di diametro non inferiore a 50 mm. La sistemazione dell'idrante è quella schematizzata sulla fig. 37.24: la cassetta, contenente la manichetta e la lancia, viene murata oppure fissata su colonne o pareti, in posizione ben visibile e non ingombrante. Anche per questi idranti la distanza reciproca va scelta in relazione alla lunghezza del tubo flessibile, alla pressione dell'acqua ed al diametro del bocchello della lancia: in ogni caso, non superiore a 30÷40 m con tubi flessibili aventi la lunghezza corrente di 15 o 20 m. È consigliabile, per ovvi motivi, installare gli idranti nelle immediate vicinanze degli accessi ai locali di lavoro.

Quando il pericolo di incendio non è molto elevato – ad esempio, in locali con

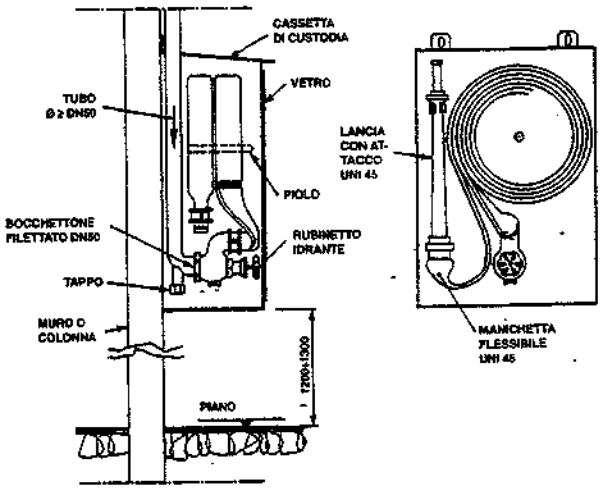


Fig. 37.24 – Idrante UNI 45, a muro o a colonna.

un carico d'incendio specifico non superiore a 50 kg/m^2 – in luogo degli idranti UNI 45 si possono installare i *naspi* (fig. 37.25): questi consistono in una tubazione semirigida, lunga 15–20 m, avvolta su una bobina rotante; la tubazione è collegata, ad una estremità, con la rete antincendio, mentre all'altra estremità è dotata di una lancia munita di valvola regolatrice e di chiusura del getto d'acqua (v. UNI 9488-89).

I naspi presentano, rispetto agli idranti UNI 45, i seguenti vantaggi: possono erogare acqua senza che si debba svolgere tutta la tubazione dalla bobina; il getto può essere intercettato dall'operatore mediante la valvola installata a monte della lancia. Per contro, la portata erogata e la gittata – a parità di pressione dell'acqua – sono

(19) I mezzi dei vigili del fuoco sono dotati di pompe che alimentano l'acqua aspirata a più manichette UNI 70.

minori, essendo il diametro interno della tubazione di 19 o 20 mm (25 mm come massimo).

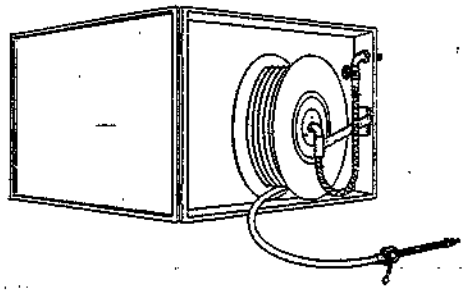


Fig. 37.25 – Naspo antincendio.

Per la progettazione delle reti, i dati di partenza sono ovviamente quelli della portata delle lance antincendio e delle pressioni dell'acqua richieste per assicurare le migliori prestazioni degli idranti. Apposite tabelle (tab. 37.VI) forniscono i valori delle portate teoriche delle lance in funzione della pressione dell'acqua e del diametro dei bocchelli. In genere, si impone una pressione dell'acqua non inferiore a circa 2 bar all'idrante più lontano. La contemporaneità di funzionamento degli idranti è stabilita di volta in volta: in pratica, la portata minima da considerare non scende mai sotto i 600 l/min alla pressione minima di 3 bar, il che corrisponde a 4 lance UNI 45 funzionanti contemporaneamente; negli stabilimenti industriali aventi classi di rischio medio o grave si può considerare il funzionamento contemporaneo rispettivamente di 4 o di 6 lance UNI 70 senza contemporaneità con gli idranti interni. In tutti i casi, la riserva di acqua antincendio dovrebbe assicurare l'alimentazione degli idranti in funzione per almeno 2 ore. Come già detto, la velocità dell'acqua nelle tubazioni si assume pari a 2÷3 m/s.

Tabella 37.VI – Portata (in litri al minuto) di bocchelli per lance idriche in funzione del diametro e della pressione.

bar *	Diametro dei bocchelli (mm)					
	UNI 45			UNI 70		
	10	12	14	16	18	20
1	66	95	129	169	214	266
2	93	134	183	239	302	373
3	114	165	224	293	370	457
4	132	190	259	338	428	528
5	148	212	289	378	478	590
6	162	233	317	414	524	647
7	175	251	342	447	566	698
8	187	269	366	478	605	747
9	198	285	388	507	641	972
10	209	300	409	534	676	835
11	219	315	429	560	709	875
12	229	329	448	585	741	914

* Pressione al bocchello delle lance.

Noti tali elementi, si può risalire al diametro dei tubi e quindi, tenendo conto delle perdite di carico, alla pressione da assegnare all'acqua a monte delle reti: in tale modo, si perviene ad individuare l'altezza minima dell'eventuale serbatoio aereo o le caratteristiche delle pompe.

L'impiego dell'acqua come mezzo di spegnimento ha trovato un'applicazione ancora più estesa con l'avvento della tecnica dell'acqua frazionata, su cui si basano gli impianti di seguito descritti. Questi, infatti, realizzano una suddivisione dell'acqua più o meno spinta, a seconda del tipo di ugello adottato, per cui risultano esaltati gli effetti di raffreddamento e di soffocamento (l'aumento di superficie attiva l'assorbimento di calore, mentre la rapida trasformazione delle particelle di acqua in vapore determina una vera e propria azione di soffocamento). Quindi, all'elevato valore di vaporizzazione dell'acqua (1 kg di acqua assorbe, trasformandosi in vapore a 100°C e alla pressione di 1 bar, circa 540 kcal ovvero 2260 J), si aggiunge l'azione di soffocamento del vapore generato, dovuto al fatto che questo occupa un volume circa 1700 volte più grande di quello della fase liquida.

b) Impianti a pioggia

Tale tipo di installazione, noto anche come *impianto a sprinkler*, è caratterizzato dall'impiego di ugelli erogatori o "teste" (sprinkler) tenuti chiusi da una piastrina di lega metallica fusibile a una temperatura prefissata oppure da un bulbo o ampolla di quarzo contenente un liquido con elevata tensione di vapore, il quale, a temperatura prestabilita, provoca la rottura dell'ampolla (fig. 37.26).

I tipi fondamentali di impianti sono:

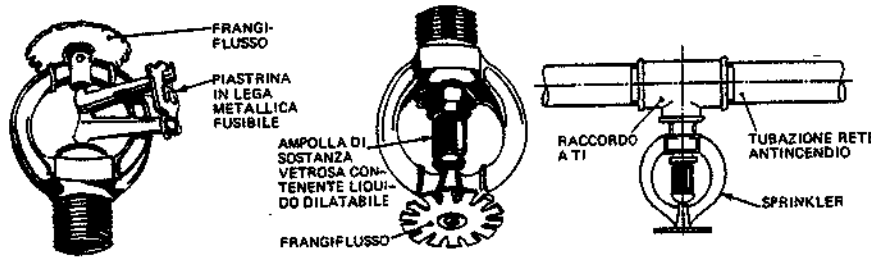


Fig. 37.26 – Ugelli erogatori del tipo sprinkler e modalità di installazione sulle tubazioni della rete antincendio.

- "a umido", cioè con tubi sempre pieni di acqua in pressione;
- "a secco", cioè con tubi contenenti aria compressa;
- "a preazione", che rappresenta un connubio fra i due tipi precedenti.

La fig. 37.27 illustra due impianti antincendio a sprinkler, uno a umido e l'altro a secco. Sulla fig. 37.28, inoltre, è riportato lo schema del gruppo di comando dei diversi settori in cui si suole suddividere un impianto sprinkler.

L'impianto a umido è il più comune, specie in locali non soggetti al gelo. Quando la temperatura ambiente raggiunge il valore prefissato, una o più teste si aprono, l'acqua della rete sulla quale esse sono montate inonda l'area sottostante spargendosi – grazie a un apposito frangiflusso o diffusore – secondo un profilo all'incirca conico o "a ombrello". Ogni sprinkler può proteggere una zona di 7÷12 m^2 (20).

Nell'impianto a secco, le tubazioni sono tenute sotto una pressione d'aria costante. L'apertura degli sprinkler avviene per il calore sviluppato dall'incendio (sprinkler

(20) In base alle Norme del Concordato Italiano Incendi ed alla UNI 9489-90 deve esserci almeno una testa ogni 9 m^2 di area di pavimento. Nel caso di costruzioni incombustibili, le teste non devono essere più distanti di 3,70 m l'una dall'altra, di 1,80 m dai muri e di 0,60 m dai pilastri e dalle travi. Al disotto del livello dei diffusori delle teste deve essere mantenuto uno spazio libero di almeno 0,50 m; nei magazzini tale spazio deve essere portato a 1 m. I diffusori vengono collocati da 75 a 150 mm sotto l'intradosso di soffitti o coperture; se il soffitto è a volta, tale distanza è riferita al livello della chiave di volta; se è inclinato, la distanza è misurata in proiezione orizzontale ed i diffusori delle teste sono disposti paralleli al soffitto. Le stesse Norme forniscono dettagliate prescrizioni tecniche per gli impianti automatici a pioggia in relazione a specifiche classi di rischio; in particolare le densità minime di scarica degli estintori (in litri/m^2-min).

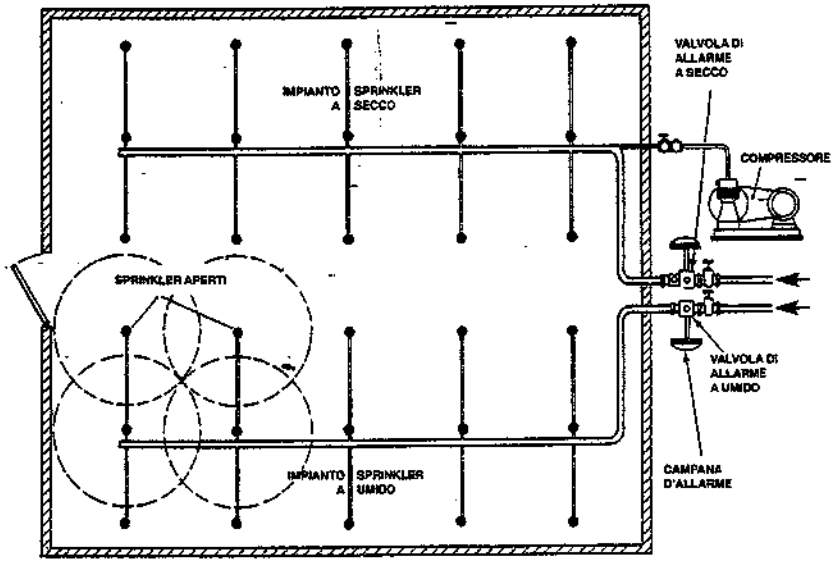


Fig. 37.27 – Schemi di impianti antincendio a sprinkler del tipo a secco e a umido (ovviamente nello stesso locale si installa un solo tipo di impianto).

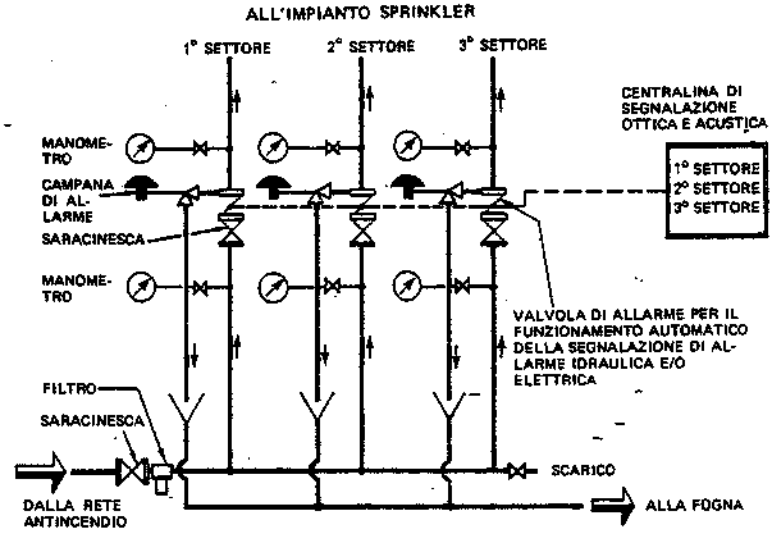


Fig. 37.28 – Schema di un impianto di comando, controllo e allarme (con quadro per la localizzazione della zona di intervento) di sprinkler a umido.

termostatici) oppure per una rapida sopraelevazione della temperatura (sprinkler termodinamici). Quando una o più teste si aprono, l'aria fuoriesce dalla rete e la valvola di controllo installata a monte, non più tenuta chiusa dalla pressione dell'aria, si apre, lasciando via libera all'acqua. Il vantaggio di avere le tubazioni vuote d'acqua si paga con un ritardo nell'azione di spegnimento rispetto al caso dell'impianto a umido. Per sopperire a tale ritardo si può ricorrere, qualora sia ritenuto necessario, al più costoso impianto a preazione. Quest'ultimo è sostanzialmente costituito da un impianto a secco, ma senza aria in pressione, associato ad un sistema di rilevazione di fumo. I rivelatori di fumo, normalmente molto più sensibili delle testine a fusibile, una volta attivati comandano l'apertura della valvola di controllo dell'impianto sprinkler. A questo punto le tubazioni si riempiono d'acqua che, tuttavia, non uscirà fino alla avvenuta fusione delle testine sprinkler, come in un normale impianto a umido.

L'impianto a preazione viene anche installato in locali dove la rottura accidentale di una testina può provocare danni notevoli, quali laboratori e centri di calcolo.

La fig. 37.29 fornisce il consumo approssimativo di uno sprinkler, avente un diametro del foro di uscita di 12,7 mm, in funzione della pressione dell'acqua in rete: questa non dovrebbe scendere sotto 1 bar.

Di solito, il deflusso dell'acqua nelle tubazioni aziona un allarme che segnala l'entrata in funzione dell'impianto. Il dimensionamento delle tubazioni non presenta difficoltà, una volta che siano noti il numero massimo di sprinkler da alimentare contemporaneamente, il tipo di questi e la pressione in rete. Anche per gli impianti a sprinkler, come velocità dell'acqua nei condotti si assumono di solito valori compresi fra 2 e 3 m/s.

Gli sprinkler trovano applicazione fin dal secolo scorso: molti li giudicano favorevolmente sottolineando la potenza di intervento, la corrispondenza fra area incendiata e area irrorata, la sicurezza dell'allarme (normalmente di tipo idraulico e quindi svincolato da apparecchiature elettriche), il limitato costo di manutenzione. In effetti, il più valido motivo della scelta di tali impianti deriva dagli sconti accordati dalle compagnie assicuratrici a chi li adotta, sconti che possono arrivare fino al 40-50% del premio di assicurazione se il contraente si attiene scrupolosamente, nell'attuazione dell'impianto, alle norme stabilite dalle compagnie stesse.

D'altra parte, prove sperimentali e l'esame delle conseguenze di incendi avvenuti in locali protetti da tali impianti, hanno portato alcuni tecnici ad esprimere qualche dubbio sulla loro efficacia.

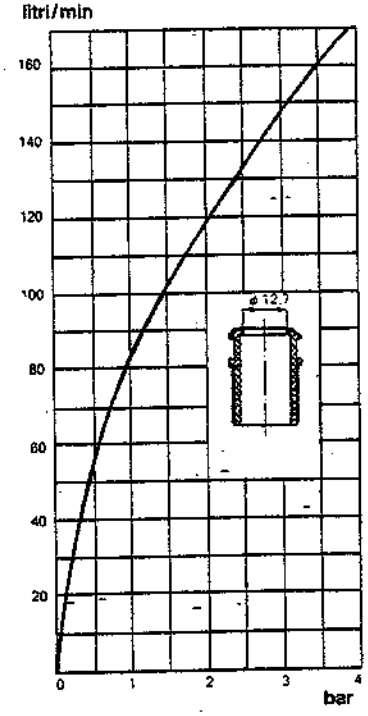


Fig. 37.29 – Portata d'acqua di uno sprinkler avente un diametro interno di 12,7 mm (DN 10) in funzione della pressione.

Infatti, si è constatato che quando l'elemento sensibile raggiunge la temperatura prefissata, la temperatura dell'aria circostante può essere già molto superiore: ciò è dovuto a particolari condizioni di ventilazione dell'ambiente, in conseguenza delle quali lo sprinkler raggiunge la temperatura di intervento quando l'incendio è ormai in avanzato sviluppo. Inoltre, si possono aprire, quasi contemporaneamente, non uno, ma più sprinkler, e non tutti nell'area strettamente interessata.

Un'altra obiezione che viene mossa agli sprinkler è di essere ad apertura "solo" automatica, per cui è già accaduto che il personale accorso rimanga impotente, mentre l'incendio si sviluppa, in attesa che l'impianto entri in funzione.

Infine, essendo notevole la quantità d'acqua rovesciata su un incendio da un impianto sprinkler, si possono avere allagamenti e danni anche dove l'incendio non è arrivato.

Per contro, gli impianti a sprinkler presentano i seguenti vantaggi: semplicità di installazione, sicurezza di funzionamento, capacità di circoscrivere il sinistro in una zona delimitata e di abbassare notevolmente la temperatura nell'area incendiata con conseguente protezione delle strutture del fabbricato.

c) Impianti a nebulizzatori o a diluvio

Tali impianti consistono in una rete di tubazioni portanti speciali ugelli erogatori (fig. 37.30), sempre aperti, che hanno il compito di suddividere l'acqua in piccolissime gocce e di distribuirla uniformemente in un getto a forma approssimativamente conica o "a ombrello" (fig. 37.31).

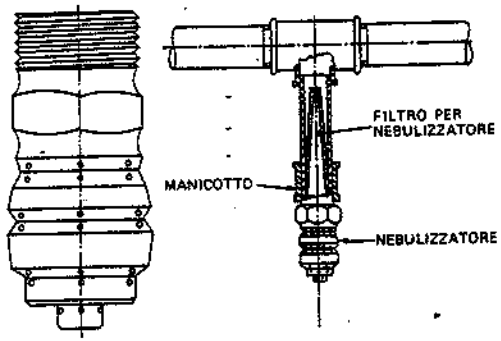


Fig. 37.30 – Ugello erogatore del tipo nebulizzatore e modalità di installazione sulle tubazioni della rete antincendio.

Gli impianti a nebulizzatori sono del tipo a secco: perciò, a impianto non funzionante, la rete di distribuzione è vuota d'acqua; l'alimentazione del liquido avviene solo a seguito dell'apertura di una valvola a comando automatico (attraverso appositi rivelatori) o manuale (fig. 37.32). Anche qui l'apertura della valvola provoca l'entrata in funzione di un allarme, quasi sempre di tipo idraulico.

A differenza degli impianti a sprinkler, l'acqua esce contemporaneamente da tutti gli erogatori controllati dalla valvola azionata. A questo scopo, l'area da proteggere è di norma suddivisa in più zone, in modo da limitare l'erogazione dell'acqua ai settori che la richiedono.

Sono disponibili nebulizzatori di varie forme, a seconda delle necessità, caratterizzati da portate, pressioni e suddivisioni dell'acqua diverse. In generale, comunque, si può dire che la superficie protetta da un nebulizzatore è all'incirca uguale a quella protetta da uno sprinkler.

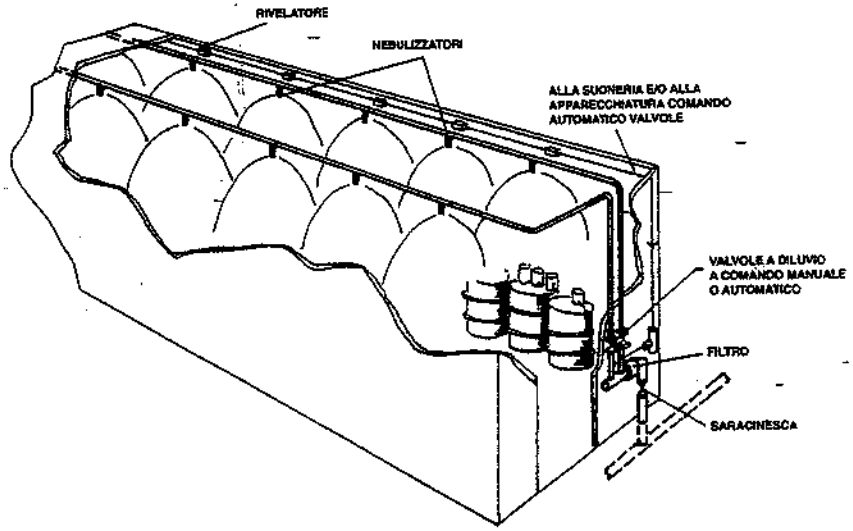


Fig. 37.31 – Schema di un impianto antincendio a nebulizzatori suddiviso in due settori, ad intervento manuale e/o automatico.

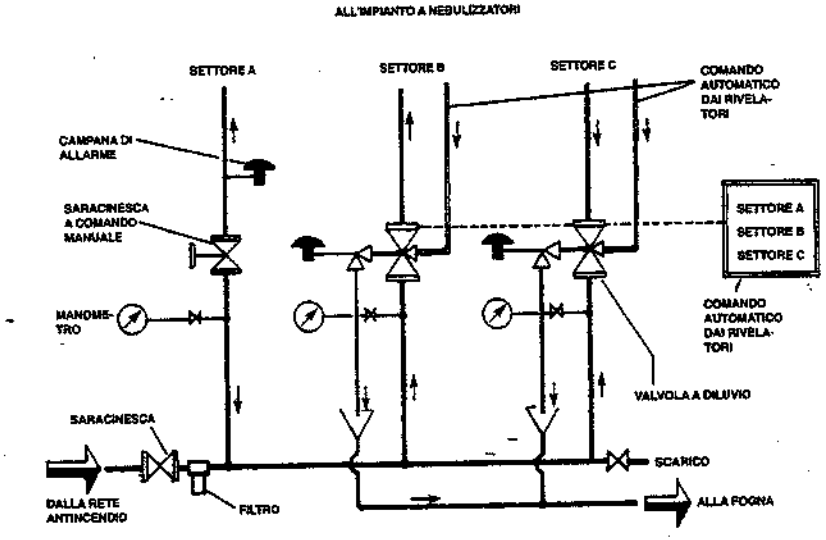


Fig. 37.32 – Schema di un impianto di comando, controllo e allarme, manuale ed automatico, di una rete a diluvio.

Il consumo può variare da 20 a 120 l/min, a seconda del diametro (21), della casa costruttrice e della pressione dell'acqua in rete (fig. 37.33).

Per ogni tipo di nebulizzatore (caratterizzato da forma, grandezza e stato dei fori), la finezza della suddivisione dell'acqua (22) aumenta con la pressione in rete; pressione che non dovrebbe scendere sotto i 3÷4 bar.

Inoltre, per ogni tipo di ugello si può costruire la "rosa" del getto erogato: tale curva peraltro è solo indicativa perché:
- il getto non è mai nettamente delimitato;
- usura, tolleranza di lavorazione, intasamenti, condizioni di impiego hanno un'influenza non trascurabile sull'angolo del cono liquido;
- la sua forma è influenzata dalle correnti d'aria provocate dal getto stesso o dall'incendio.

La fig. 37.34 riporta il diametro del getto di un ugello nebulizzatore con foro DN 25. In base a diagrammi del genere è possibile stabilire la distanza fra i nebulizzatori (23), facendo in modo che sia assicurata la sovrapposizione dei getti di nebulizzatori vicini.

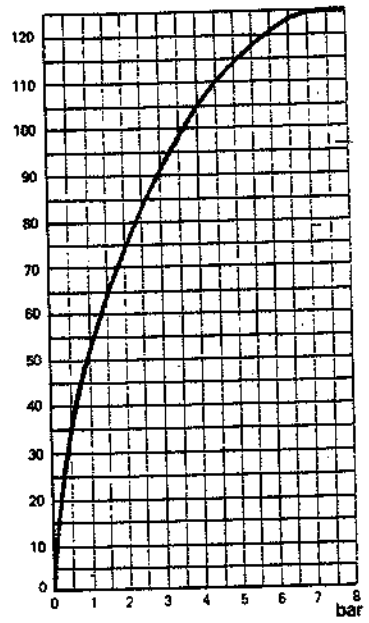


Fig. 37.33 – Portata d'acqua di un nebulizzatore di diametro DN 25 in funzione della pressione.

(21) I nebulizzatori più frequentemente adottati in pratica hanno diametri DN 25, DN 20, DN 15, DN 10 (per inciso, si precisa che sovente tali diametri – come i corrispondenti degli sprinkler – sono ancora indicati in pollici, ossia 1", 3/4", 1/2", 3/8" rispettivamente).

(22) I parametri che caratterizzano la finezza della suddivisione dell'acqua sono i seguenti:
- il diametro massimo delle gocce;
- il diametro medio delle gocce (media aritmetica dei diametri di tutte le gocce presenti nel getto): $d_m = \Sigma d_i n_i / \Sigma n_i$;
- il diametro di Sauter (o diametro caratteristico), ossia il diametro di gocce aventi uguale rapporto tra volume e superficie:

$$d_c = \frac{\sum d_i^3 \cdot n_i}{\sum d_i^2 \cdot n_i}$$

Quest'ultimo diametro, il più adatto per il calcolo dei volumi e delle superfici delle gocce, è circa due volte maggiore del diametro medio.

In ogni caso, il tipo di ugello più adatto deve essere scelto considerando, fra l'altro:
- — l'impiego cui lo stesso è destinato;
- — la portata d'acqua unitaria;
- — la pressione a monte dell'ugello.

(23) Come la fig. 37.34 consente di rilevare, la distanza fra i nebulizzatori è funzione anche dell'altezza cui può essere installata la rete di alimentazione dell'acqua: in altre parole, la "rosa" di acqua nebulizzata si allarga allontanandosi dall'ugello; però, a partire da un certo valore in poi (mediamente 2 m), il diametro del cono d'acqua nebulizzata rimane praticamente costante. Conviene quindi installare i nebulizzatori ad un'altezza (rispetto alle parti da proteggere) non inferiore a 2 m.

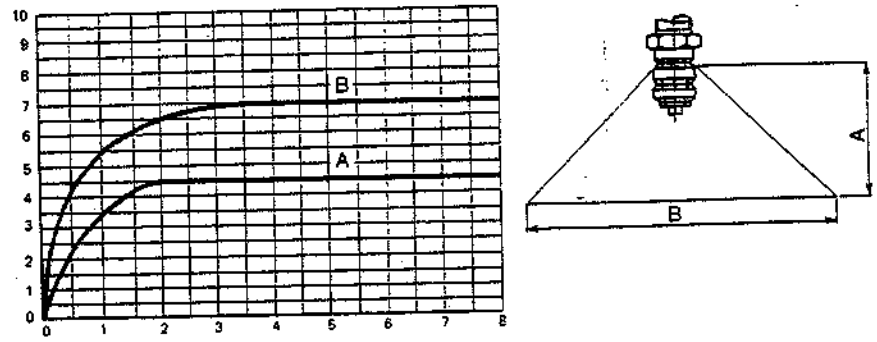


Fig. 37.34 – Caratteristiche del getto di un nebulizzatore con foro di alimentazione dell'ugello DN 25.

Stabilito il tipo ed il numero di nebulizzatori occorrenti, si può calcolare il diametro delle tubazioni e definire l'intero impianto adottando velocità dell'acqua di 2÷3 m/s.

Come già per gli sprinkler, anche l'installazione degli ugelli frazionatori deve avvenire ricercando la posizione e l'orientamento che meglio rispondono alle esigenze specifiche. Tali ugelli, inoltre, sono normalmente installati in corrispondenza di impianti ad alto rischio (quali reattori chimici, serbatoi di liquidi infiammabili, banchi prova motori), in quanto permettono di:
- raffreddare rapidamente tutta la zona protetta;
- irrorare parti non ancora lambite dalle fiamme, prevenendone la propagazione;
- diluire con l'acqua, finemente suddivisa, pericolose masse di gas combustibili che possono accumularsi in zone non ancora raggiunte dall'incendio;
- raffreddare strutture metalliche il cui cedimento potrebbe avere conseguenze disastrose.

d) Impianti a CO_2 ad alta pressione

Consistono in una batteria di bombole contenenti CO_2 allo stato liquido e collegate, mediante una rete di tubazioni e valvole di intercettazione, agli ugelli che erogano CO_2 sotto forma di gas. Il principio di funzionamento è alquanto diverso dagli estintori portatili a CO_2: qui l'impianto agisce prevalentemente per soffocamento, in quanto l'erogazione avviene attraverso speciali ugelli; si rinuncia cioè, almeno in parte, all'effetto di raffreddamento e a quello di "strappamento" della fiamma.

L'impianto si può prefiggere scopi diversi: la saturazione totale del locale, la saturazione localizzata, una scarica lenta. Perché l'azione di soffocamento risulti efficace è necessario che l'ambiente sia completamente chiuso, quindi tutte le aperture debbono potersi chiudere automaticamente, per esempio tramite apparecchiature pneumatiche comandate dal deflusso della CO_2.

L'intervento della CO_2 deve essere segnalato con assoluta sicurezza per permette-

re al personale di allontanarsi dall'ambiente. È opportuno quindi che la campana di allarme sia azionata dalla stessa CO_2 (24).

Le bombole sono spesso agganciate ad una rastrelliera montata su un impianto di pesatura automatica che consente di conoscere sempre la quantità di CO_2 disponibile e di rilevare eventuali perdite.

Lo schema di fig. 37.35 illustra un impianto del genere.

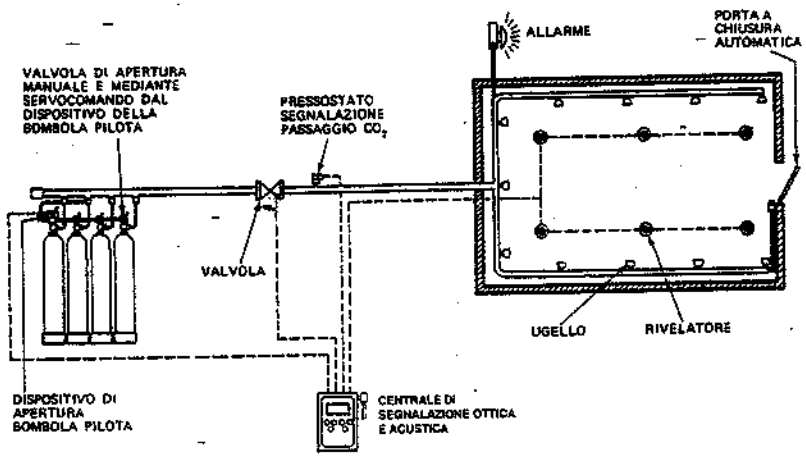


Fig. 37.35 – Schema di un impianto antincendio a CO_2 ad alta pressione.

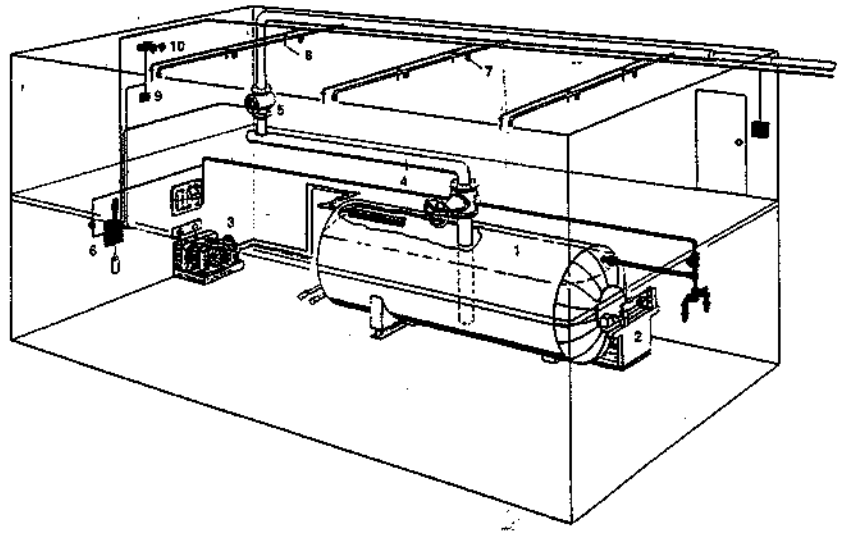
e) Impianti a CO_2 a bassa pressione

La principale differenza rispetto agli impianti ad alta pressione riguarda l'immagazzinamento della CO_2: non si usano bombole a temperatura ambiente, ma un unico recipiente refrigerato alla pressione di 20 bar e alla temperatura di –18°C montato su una bilancia a stadera (fig. 37.36). Il serbatoio è coibentato e provvisto di: valvola di sicurezza, manometri a contatti elettrici per il funzionamento automatico del gruppo refrigerante, attacco per il riempimento.

Altre differenze tra gli impianti di CO_2 ad alta e bassa pressione sono le seguenti: il sistema a bassa pressione è più complesso, ma consente interventi multipli (più impianti indipendenti) e prolungati; il sistema ad alta pressione è più adatto per la protezione di locali piccoli e macchinari delicati.

Il costo degli impianti a CO_2 è relativamente alto, per cui l'applicazione è riservata ai casi di forte pericolo, nei quali è necessario un agente estinguente che non provochi danni. L'impiego della CO_2 risulta particolarmente adatto per la protezione di apparecchiature elettriche ed elettroniche, depositi e reparti di lavorazione vernici,

(24) Com'è ovvio, l'impiego della CO_2 comporta l'evacuazione immediata del personale eventualmente presente nel locale in cui si verifichi l'insorgenza di un incendio oppure una scarica accidentale del gas.



1. Serbatoio CO_2 a bassa pressione – 2. Bilancia per controllo peso – 3. Gruppo frigorifero – 4. Tubazione mandata CO_2 in fase liquida – 5. Valvola automatica smistamento CO_2 – 6. Centrale di comando – 7. Ugello erogatore CO_2 – 8. Rivelatore termico differenziale – 9. Pressostato segnalazione intervento impianto – 10. Sirena pneumatica azionata dalla CO_2.

Fig. 37.36 – Assonometria di un impianto antincendio a CO_2 a bassa pressione.

archivi e biblioteche, trafile e laminatoi, forni di essiccazione e liquidi infiammabili in genere.

f) Impianti a schiuma meccanica

Immettendo nell'aria soluzioni di acqua e liquidi schiumogeni (sostanze proteiniche, fluoroproteiniche, sintetiche, ecc.) si determina la formazione di schiuma, con l'effetto di isolare le sostanze combustibili rispetto all'aria e raffreddare i materiali esposti al fuoco. Questi impianti sono particolarmente adatti per l'estinzione di incendi delle classi B e A; per contro, la schiuma non deve venire a contatto con apparecchiature sotto tensione.

- Se l'impianto è poco esteso, è possibile formare la soluzione in un solo punto ed inviarla con tubazioni agli erogatori (fig. 37.37). Ma, data la viscosità del prodotto, per percorsi più lunghi di qualche metro è necessario formarla zona per zona, in altrettante apparecchiature schiumogene.

Si fa distinzione fra schiume a bassa, media ed alta espansione: nel primo caso, il rapporto di espansione (rapporto tra i volumi della miscela acqua+liquido schiumogeno e della schiuma prodotta) varia tra 1:6 e 1:15 e gli impianti che la producono sono installati a protezione di serbatoi, pontili, zone di carico e scarico di prodotti infiammabili; la schiuma a media espansione, caratterizzata da un rapporto di espansione variabile da 1:30 a 1:200, è utilizzata per la protezione di impianti destinati alla produzione di infiammabili, autorimesse, ecc.; infine, la schiuma ad alta espansione realizza rapporti di espansione fino a 1:1000 ed è prevalentemente impiegata per la protezione di magazzini.

g) Impianti a gas specifici

Come già detto a proposito degli estintori, sono messi al bando gli estinguenti a base di idrocarburi completamente alogenati contenenti anche bromo (halons): tale disposizione è tanto più giustificata nel caso degli impianti fissi, che richiedono quantitativi notevoli di quei prodotti.

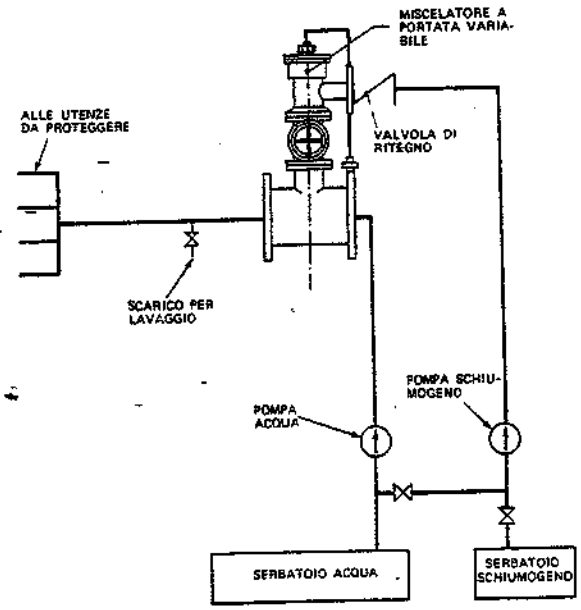


Fig. 37.37 – Schema di un impianto antincendio a schiuma.

In loro sostituzione sono state sperimentate sostanze non lesive dell'ozono stratosferico né dannose per l'ambiente, idonee ad estinguere fuochi (di classe A, B e di apparecchiature elettriche) che si sviluppino dentro locali chiusi. I prodotti sostitutivi sono costituiti da idrocarburi parzialmente alogenati (25) oppure da gas inerti. Tra questi ultimi, citiamo l'eptafluoropropano.

In pratica, l'impiego dei nuovi estinguenti gassosi è limitato alla protezione di centri elaborazione e archivi dati, sale controllo, biblioteche.

37.9. BIBLIOGRAFIA

National Fire Protection Association, *Fire Protection Handbook*, Boston, The Riverside Press Cambridge.
R. Luciani, *Sistemi antincendio negli impianti industriali*, Bari, De Donato Editore.
G. Epifani, *La prevenzione incendi nella piccola e media industria*, Roma, EPC.
Automatic sprinkler, Caccialanza, Factory Mutual International, Faro, Rockwood, Silvani antincendi, Siries, Uni-mas, *Cataloghi tecnici*.

(25) Per quanto riguarda gli idrocarburi alogenati si deve tenere presente che, in caso di permanenza prolungata nei locali in cui sono stati immessi, essi sviluppano prodotti di decomposizione che possono risultare corrosivi per le apparecchiature e dannosi per la salute.

38. Impianti di produzione e distribuzione dell'aria compressa

38.1. PREMESSE

L'impiego dell'aria compressa in campo industriale è andato sempre più generalizzandosi ed oggi si può dire che non esista stabilimento il quale non utilizzi tale servomezzo sia per il comando e la regolazione di utenze, sia come forza motrice (macchine utensili, martelli pneumatici, trasporti pneumatici, pistole a spruzzo), sia infine come servocomando di utensili (pinze, tastatori, ecc.). Più recentemente, si è registrato un impiego dell'aria compressa come parte integrante di processi produttivi (in particolare nelle industrie tessile, farmaceutica, della plastica).

Com'è noto, la produzione di aria compressa è ottenuta con i compressori, i quali aspirano aria atmosferica, la comprimono alla pressione occorrente e la alimentano alla rete di distribuzione.

La portata dei compressori è misurata in volume di aria libera (metri cubi o litri) per unità di tempo (ora, minuto primo e secondo), ossia in quantità d'aria resa in mandata, nell'unità di tempo prestabilita, riportata allo stato fisico di aspirazione; così, a titolo di esempio, si può misurare una portata in metri cubi d'aria aspirati in un'ora e riferiti alla pressione di 101.325 Pa (ovvero 1,01324 bar o 760 mmHg), in assenza di umidità ed alla temperatura di 0°C: si parlerà pertanto di "normali metri cubi" all'ora e si scriverà Nm^3/h (1). Inoltre, parlando di pressione dell'aria, occorre sempre precisare se ci si riferisce alla pressione relativa oppure alla pressione assoluta: la prima – com'è noto – misura la pressione dell'aria rispetto alla pressione atmosferica; la seconda misura la pressione riferita al vuoto assoluto. Adottando come unità di misura il bar, nelle pagine seguenti indicheremo con bar la pressione relativa e con bar-a la pressione assoluta.

Per trasformare la portata di aria libera (in m^3/h o m^3/min o m^3/s) in portata relativa allo stato normale tecnico di riferimento (Nm^3/h - Nm^3/min - Nm^3/s) o viceversa, si applica la relazione:

(1) Nm^3 è pertanto il simbolo da noi utilizzato per indicare il volume di un gas perfetto che, alla pressione di 101.325 Pa e alla temperatura di 273,15 K, occupa il volume di 1 m^3. Lo abbiamo preferito al simbolo m^3_n perché risulta più evidente.

$$Q_N = Q_A \cdot \frac{T_N}{T_A} \cdot \frac{P_A}{P_N} \cdot \frac{P_A - \varphi P_V}{P_N} \quad (38.1)$$

dove:
Q_N = portata espressa in Nm^3/h oppure Nm^3/min o Nm^3/s;
Q_A = portata effettiva riferita alle condizioni di aspirazione (m^3/h - m^3/min - m^3/s);
T_N = temperatura assoluta allo stato normale tecnico di riferimento (273 K);
T_A = temperatura assoluta dell'aria alle condizioni nominali di aspirazione (K);
P_N = pressione assoluta (2) dell'aria all'aspirazione (bar-a);
P_N = pressione assoluta (2) a cui sono riferiti i Nm^3/h (1 bar-a);
φ = umidità relativa alle condizioni nominali di aspirazione (%);
P_V = pressione assoluta parziale (bar) del vapore acqueo saturo alla temperatura di aspirazione (2).

La pressione di esercizio dell'aria per le normali utenze tecnologiche degli stabilimenti industriali è, nella maggior parte dei casi, di 6-7 bar. Sono peraltro frequenti richieste di aria a pressioni superiori od inferiori a tali valori: ad esempio, 25-30 bar nel caso di avviamento di motori diesel o macchine per soffiare anime, 3-4 bar per lavori ausiliari in officine meccaniche e impianti di trasporto pneumatico.

38.2. LAVORO DI COMPRESSIONE DELL'ARIA

L'equazione che caratterizza la compressione dell'aria in un turbocompressore è la pv^m = costante (compressione politropica), dove m è l'esponente politropico. Per valori di m uguali a 1 e 1.4 si hanno due casi ideali di compressione e cioè, rispettivamente, la compressione isoterma (pv = costante) e la compressione isoentropica o adiabatica ($pv^{1,4}$ = costante).

Com'è noto, il lavoro necessario per la compressione aumenta passando da una trasformazione isoterma ad una isoentropica e cioè con l'aumentare di m (parallelamente aumenta la temperatura finale dell'aria compressa).

(2) La tab. 38.I riporta la pressione parziale del vapore saturo P_V alle varie temperature.

Tabella 38.I – Pressione parziale del vapore saturo in funzione della temperatura.

Temperatura °C	Pressione parziale bar	Pressione parziale pascal
0	0,006108	610,8
5	0,008719	871,9
10	0,01227	1227
15	0,01704	1704
20	0,02337	2337
25	0,03167	3167
30	0,04243	4243
35	0,05624	5624
40	0,07378	7378
50	0,1234	12340

Il lavoro interno per comprimere l'unità di massa di aria dalla pressione p_1 alla pressione p_2 è dato dalla

$$L_i = \int_{p_1}^{p_2} v\,dp + L_w \quad (38.2)$$

essendo:
v = volume specifico o massico;
L_w = lavoro massico delle resistenze passive incontrate dall'aria nella macchina.

Ipotizzando un compressore ideale ($L_w = 0$), nel quale l'aria subisca la compressione secondo una trasformazione isoterma oppure isoentropica, i corrispondenti lavori massici ideali sono forniti dalle:

$$L_{is} = RT_1 \ln \beta \quad (38.3)$$

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (38.4)$$

nelle quali:
R = costante di elasticità dell'aria (287,1 J/kg·K);
T_1 = temperatura dell'aria all'aspirazione (K);
$\beta = p_2/p_1$ = rapporto di compressione (3), essendo p_1 la pressione atmosferica;
k = esponente isoentropico (= 1,4).

Risulta quindi $L_{is} < L_{ad}$.

Per ridurre, a parità di *rapporto di compressione* (3), il lavoro interno L_i, si cerca di avvicinare il più possibile la compressione a una trasformazione isotermica mediante sottrazione di calore all'aria durante la compressione: ciò è praticamente impossibile da realizzare in ogni singolo stadio, ma si ottiene suddividendo la compressione in più stadi e raffreddando l'aria fra uno stadio ed il successivo con scambiatori di calore (refrigeratori) ad acqua o, nelle piccole unità, ad aria.

Un altro metodo utilizzato per sottrarre calore durante la compressione consiste nell'iniettare olio nella camera di compressione; olio successivamente recuperato per essere utilizzato in circolo chiuso. Questo sistema è normalmente utilizzato nei compressori volumetrici rotativi a vite, che sono appunto chiamati "a iniezione d'olio", e nei compressori volumetrici rotativi a palette.

In pratica, in ogni singolo stadio di un turbocompressore la compressione di un gas avviene secondo una trasformazione politropica. pv^m = costante, con $m > k$ (in genere, nelle condizioni di progetto, m = 1,45÷1,5).

Il lavoro interno che un compressore deve compiere durante tale trasformazione è dato dalla

$$L_i = \frac{m}{m-1} RT_1 \left[\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right] + L_w \quad (38.5)$$

(3) Per *rapporto di compressione* si intende il rapporto fra la pressione di mandata e la pressione di aspirazione.

ovvero dalla

$$L_i = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\beta^{\frac{k-1}{k\eta_y}} - 1\right] \qquad (38.6)$$

essendo

$$\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\frac{k-1}{k}}{\frac{m-1}{m}}$$

il rendimento politropico o idraulico, di solito riferito al singolo stadio di compressione ($\eta_y = 0{,}85 \div 0{,}90$ nelle condizioni di progetto).

Com'è ovvio, suddividendo la compressione tra più stadi, il compressore risulta più complesso e costoso.

In relazione al valore della pressione finale richiesta per l'aria, si deve individuare il numero ottimale di stadi di compressione da prevedere.

In genere, si realizzano compressioni a un solo stadio per rapporti di compressione fino a 7÷10, a due stadi fino a 15÷20, a 3 o più stadi oltre questi ultimi valori.

Il grafico di fig. 38.1 fornisce, per diversi valori della pressione finale dell'aria, la potenza necessaria per comprimere 100 m³/h di aria aspirata alla pressione di 1 bar secondo una compressione isotermica, adiabatica, politropica (con m compreso fra 1 e 1,4) e a 2 e 3 stadi (con refrigerazioni intermedie). Inoltre, il grafico riporta, per compressioni senza refrigerazioni intermedie, la temperatura finale dell'aria compressa (4).

Le considerazioni di cui sopra sulla suddivisione in più stadi, sulla riduzione del lavoro L_i e sul numero ottimale degli stadi, per quanto riferite al caso particolare dei turbocompressori, sono in realtà applicabili anche agli altri tipi di compressori. Formule più specifiche del lavoro L_i per questi ultimi saranno riportate via via che se ne darà la descrizione dettagliata.

38.3. TIPI DI COMPRESSORI

I compressori d'aria possono essere suddivisi in due categorie principali: *volumetrici* e *dinamici* o *turbocompressori*. Nei compressori volumetrici, l'aria viene aspirata in una camera di compressione, la cui luce di aspirazione viene successivamente chiusa; diminuendo il volume della camera, si provoca la compressione dell'aria; quando la pressione nella camera ha raggiunto il valore prestabilito, si apre una valvola od una luce e l'aria contenuta nella camera di compressione può fuoriuscire.

Nei compressori dinamici, una girante fornisce all'aria energia cinetica che viene successivamente convertita in energia di pressione.

I compressori di più frequente impiego in campo industriale sono indicati nel seguente specchietto:

(4) Come si può rilevare, grazie alle refrigerazioni intermedie, la compressione avviene secondo una trasformazione politropica con esponente leggermente superiore a 1.

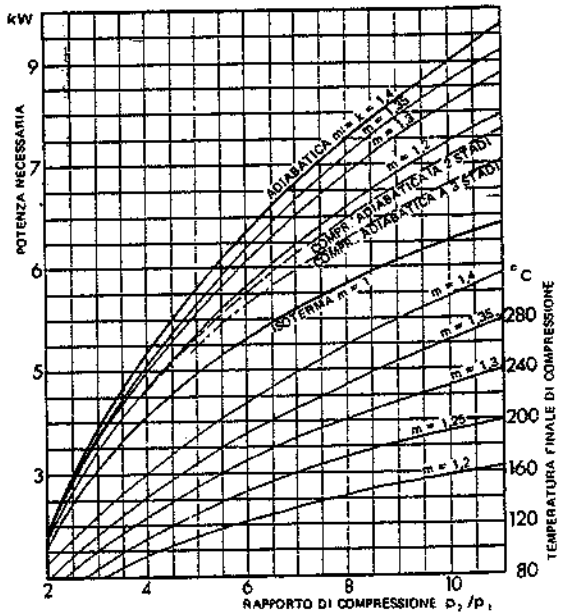


Fig. 38.1 – Potenza (teorica) necessaria per comprimere 100 m³/h di aria aspirata alla pressione di 1 bar ed alla temperatura di 20°C) e temperatura finale dell'aria compressa.

- volumetrici
  - alternativi (a stantuffo)
  - rotativi
    - a palette
    - a vite
    - Roots
    - ad anello liquido
    - a elicoidi orbitanti
- dinamici o turbocompressori
  - radiali o centrifughi
  - assiali

Passiamo brevemente in rassegna i vari tipi di compressori.

Compressori volumetrici

Alternativi o *a stantuffo*

Un compressore a stantuffo è costituito, nella versione più semplice, da un cilindro, dotato di valvole di aspirazione e di mandata, nel quale scorre uno stantuffo, comandato da un sistema biella-manovella (fig. 38.2) oppure da un eccentrico e punteria.

La fig. 38.3 illustra schematicamente il ciclo di lavoro della macchina: quando lo stantuffo si trova in corrispondenza del punto 1 (posizione a), il cilindro è pieno di aria atmosferica; essendo le due valvole chiuse, la compressione può iniziare (posizione b): il diagramma (teorico) pv (5) evidenzia la compressione dal punto 1 al punto 2, corrispondente al valore di pressione prestabilito; a questo punto, la valvola di mandata si apre, l'aria compressa fuoriesce, mentre lo stantuffo completa la corsa (posizione c); quando lo stantuffo raggiunge il punto 3, la valvola di scarico si chiude e lo stantuffo inverte la corsa: l'aria rimasta nello spazio vuoto a sinistra del punto 3 si espande e la pressione nel cilindro diminuisce (posizione d); quando tale pressione raggiunge il valore contrassegnato

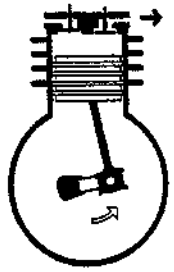


Fig. 38.2 – Compressore a stantuffo monostadio (con cilindro raffreddato ad aria).

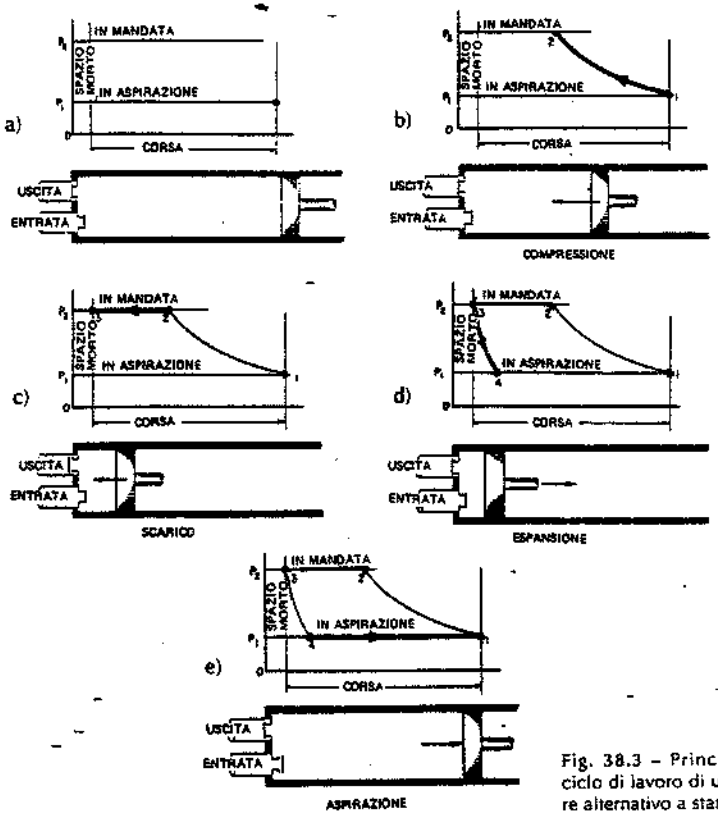


Fig. 38.3 – Principali fasi del ciclo di lavoro di un compressore alternativo a stantuffo.

(5) Il diagramma pv è correntemente utilizzato per rappresentare il ciclo di lavoro dei compressori volumetrici: sulle ascisse sono riportati i volumi v (variabili) della camera di compressione, sulle ordinate le pressioni dentro la stessa.

sul diagramma pv con il numero 4, la valvola di aspirazione si apre e l'aria entra nel cilindro fino a quando lo stantuffo raggiunge il punto 1 (posizione e), in corrispondenza del quale la valvola si richiude ed il ciclo si rinnova.

Si costruiscono compressori alternativi a uno o più stantuffi e a uno o più stadi.

La fig. 38.4 fornisce il ciclo di lavoro convenzionale di un compressore alternativo a due stadi: si noti che nel secondo stadio l'aria, essendo già stata parzialmente compressa e raffreddata, ha un volume minore che all'inizio del primo stadio (basta confrontare le coppie di punti che corrispondono a fasi analoghe dei due cicli e precisamente 1 e 5, 2 e 6, 3 e 7, 4 e 8). Di conseguenza, il cilindro del secondo stadio ha un volume minore del cilindro del primo stadio (fig. 38.5).

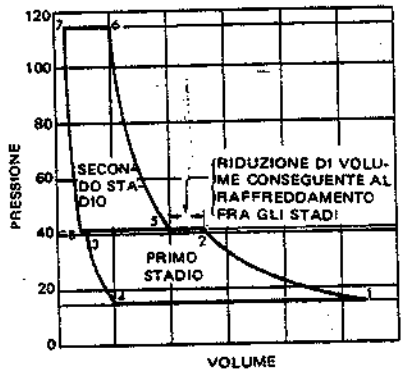


Fig. 38.4 – Ciclo di lavoro di un compressore volumetrico a due stadi.

Gli stantuffi possono essere a semplice o a duplice effetto (entrambe le facce dello stantuffo sono attive). La disposizione dei cilindri (fig. 38.6) è ad asse verticale od orizzontale nel caso di un unico stantuffo; a V, W, X nel caso di più stantuffi; talvolta, i cilindri sono fra loro contrapposti.

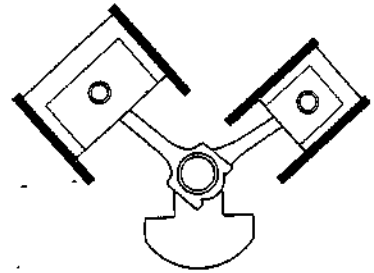


Fig. 38.5 – Schema di compressore a stantuffo bistadio.

I compressori alternativi sono in genere impiegati per portate molto basse (di solito < 1 Nm^3/min e comunque non oltre 20 Nm^3/min) e per pressioni di 7÷10 bar; quando la pressione richiesta supera i 20 bar, si devono adottare compressori alternativi multistadio.

I compressori alternativi hanno normalmente stantuffi lubrificati, con lo svantaggio che l'aria compressa contiene in sospensione particelle di olio: essi pertanto non sono adatti per utenze richiedenti aria "pulita". Sono però disponibili compressori alternativi non lubrificati (detti anche "a secco"), nei quali i tradizionali anelli di tenuta metallici (che necessitano di lubrificazione) fra stantuffo e cilindro sono sostituiti da anelli in teflon o in grafite oppure da dispositivi a labirinto.

La potenza assorbita dai compressori alternativi è data dalla

$$N = \frac{\rho_a A L_i}{1000 \eta_m} \quad (kW) \qquad (38.7)$$

essendo:

ρ_a la massa volumica dell'aria all'aspirazione (kg/m^3);

A la portata d'aria aspirata (m^3/s);

η_m il rendimento meccanico del compressore ($\eta_m \approx 0{,}88 \div 0{,}95$).

Il lavoro per unità di massa L_i (espresso in $N \cdot m/kg = J/kg$) può essere calcolato, in prima approssimazione, con la seguente formula:

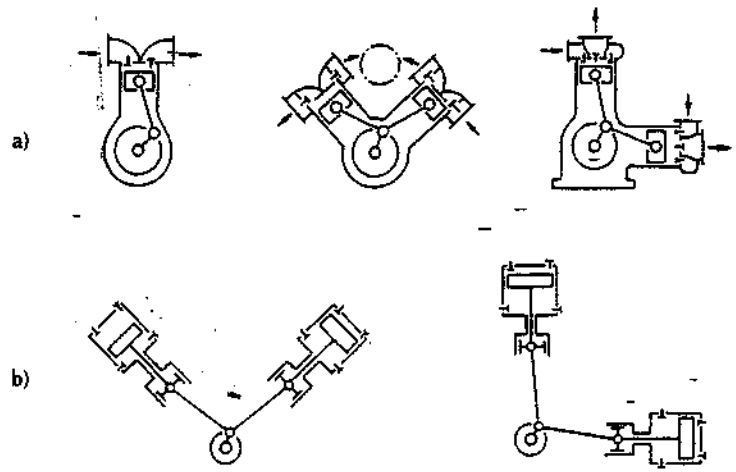


Fig. 38.6 – Schemi di compressori a stantuffo: a) a semplice effetto; b) a doppio effetto.

$$L_i = \frac{m^*}{m^*-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\beta_i^{\frac{m^*-1}{m^*}} - 1\right) \qquad (38.8)$$

essendo:

β_i = rapporto di compressione "interno" del compressore, maggiore del rapporto di compressione p_2/p_1 a causa delle cadute di pressione nelle valvole di aspirazione e di mandata (si può assumere $\beta_i = p_2/p_1 \cdot \xi$, con $\xi \approx 1{,}1 \div 1{,}2$);

m^* = coefficiente < k, ma molto prossimo a k stesso (si può assumere $m^* \approx 1{,}35$).

Soffermiamoci brevemente sulla valutazione dei costi dell'aria compressa ottenuta con i compressori a stantuffo. In linea generale, il costo (riferito, ad esempio, al metro cubo di aria aspirata) della compressione è legato alle seguenti voci di costo:

1. ammortamento dei compressori e delle opere murarie relative;
2. consumo di energia elettrica per il funzionamento dei compressori;
3. acqua di raffreddamento;
4. olio di lubrificazione;
5. manodopera di servizio;
6. manutenzione.

Circa l'ammortamento, si devono considerare: il costo di acquisto e di installazione del compressore; il numero di ore di funzionamento annuo; il periodo di ammortamento previsto; il tasso di interesse sul capitale speso.

Il consumo di energia elettrica è una funzione diretta delle quantità di aria prodotte; il grafico di fig. 38.7 fornisce, ad esempio, le percentuali di potenza assorbita da un compressore a stantuffo al variare della portata.

Il fabbisogno di acqua dipende dal tipo di compressore usato, dalle pressioni finali dell'aria, dal sistema di raffreddamento nell'intercapedine dei cilindri e dalla

temperatura dell'acqua disponibile: deve quindi essere valutato di volta in volta, tenendo presente la possibilità di recuperare e riciclare l'acqua previo raffreddamento (quando tale raffreddamento è effettuato mediante torri evaporative – v. capitolo 48 §13 – nelle stesse si verifica una limitata perdita di acqua).

Il costo di manutenzione dei compressori varia con il numero, il tipo e le caratteristiche delle macchine.

Anche il consumo di olio dipende dal tipo di compressore; negli alternativi lubrificati si aggira intorno a 0,02÷0,05 g/m³ di aria aspirata.

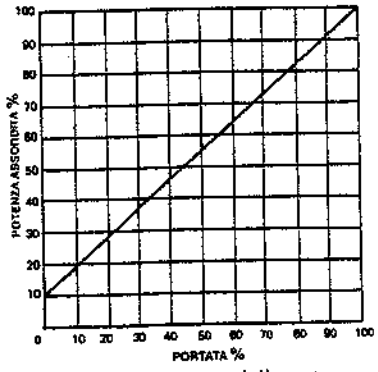


Fig. 38.7 – Diagramma delle potenze percentuali assorbite da un compressore a stantuffo.

Rotativi a palette

Il funzionamento di questi compressori può essere così schematizzato (figg. 38.8 e 38.9): un rotore, montato eccentricamente rispetto all'asse di un cilindro fisso, è

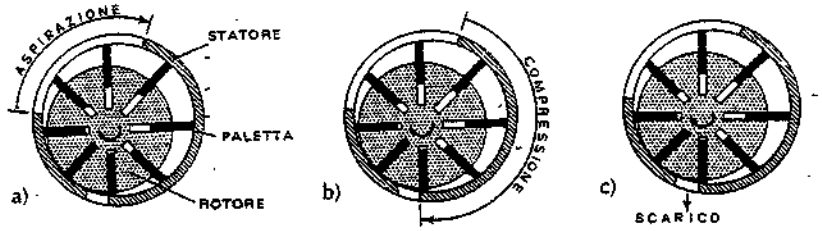


Fig. 38.8 – Fasi del ciclo di lavoro di un compressore rotativo a palette.

munito di un certo numero di palette, scorrevoli entro guide ricavate nel rotore stesso; quando il rotore gira, le palette – per effetto della forza centrifuga – seguono il profilo interno dello statore e formano delle celle il cui volume varia progressivamente (a causa della posizione eccentrica del rotore), determinando la compressione graduale dell'aria.

Le stesse palette funzionano da valvole allorché passano in corrispondenza delle luci ricavate nelle pareti dello statore.

Nelle normali condizioni di esercizio, il ciclo di lavoro è quello evidenziato nel diagramma pressioni-volumi totali di fig. 38.10; si tratta, pertanto, di un ciclo di lavoro analogo a quello dei compressori alternativi e la potenza assorbita può

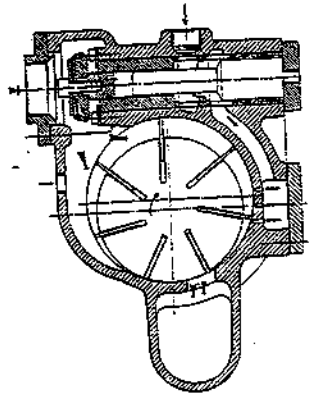


Fig. 38.9 – Sezione schematica di un compressore rotativo.

essere valutata con le espressioni (38.7) e (38.6).

I compressori rotativi a palette sono di solito impiegati per pressioni di esercizio da 2 a 10 bar. Il loro rendimento è inferiore ad un equivalente compressore a pistone a 2 o più stadi, ma migliora con l'iniezione intensiva di olio prevista nei compressori che comprimono l'aria a 7-10 bar.

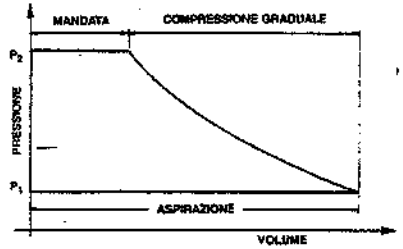


Fig. 38.10 – Ciclo di lavoro di un compressore a palette.

La portata massima in aria aspirata dei compressori rotativi a palette è di solito inferiore a 100 Nm^3/min.

La regolazione della portata è generalmente ottenuta con una valvola "a tutto o niente", che strozza completamente l'aspirazione quando la pressione di mandata supera il valore richiesto: in questa fase, il compressore funziona a vuoto.

Per assicurare il raffreddamento, la tenuta e la lubrificazione delle parti in movimento si introduce nel cilindro dell'olio lubrificante. Buona parte di tale olio è trattenuta (per essere rimessa in ciclo) da un apposito separatore, generalmente incorporato nel compressore; la parte restante fuoriesce dal compressore, sotto forma di particelle in sospensione, miscelata all'aria compressa (com'è noto, la presenza di olio nell'aria non è tollerata da certe utenze industriali).

Il consumo di olio varia da 0,10 a 0,15 g per Nm^3 di aria aspirata nei compressori a bassa pressione con lubrificazione a perdere. Nei compressori per pressioni finali di 7-10 bar, si realizza un circuito di disoleazione con recupero automatico dell'olio separato. L'utilizzo di cartucce filtranti a fibre di borosilicato consente di ridurre il consumo di olio fino a valori di circa 0,001 g/Nm^3.

Il residuo di olio è indicato in ppm in peso: poiché 1 Nm^3 di aria pesa ≈ 1,3 kg, 1 ppm di olio rappresenta 0,0013 g. L'aria erogata dai compressori a media pressione ad iniezione di olio contiene un residuo di olio compreso fra 1 e 5 ppm.

I compressori a 7-10 bar e portata superiore a 20Nm^3/min sono generalmente raffreddati ad acqua in quanto lo smaltimento del calore generato sarebbe problematico e costoso con radiatori raffreddati ad aria. Il fabbisogno di acqua di raffreddamento a 15°C (del solo compressore, escluso quindi il refrigeratore finale che da parte sua richiede una portata d'acqua di poco inferiore a quella occorrente per il compressore) varia da 2 a 3,5 litri per m^3 di aria aspirata.

Con riferimento alle considerazioni fatte in precedenza sul costo dell'aria compressa ottenuta con i compressori a stantuffo, evidenziamo le seguenti differenze:

1) i compressori rotativi a palette costano meno e quindi risulta minore la quota di ammortamento annuo;
2) la quota relativa al costo dell'olio è maggiore in quanto il consumo è più elevato, a meno che si ricorra a compressori a palette dotati di circuito di disoleazione con recupero automatico;
3) il rendimento dei compressori rotativi a palette è in genere più basso e quindi è maggiore il consumo di energia elettrica.

Rotativi a viti

I *compressori a viti* (correntemente chiamati anche *a vite*) sono costituiti da due rotori, uno con lobi convessi e l'altro con lobi concavi, ruotanti in senso opposto dentro uno statore (fig. 38.11).

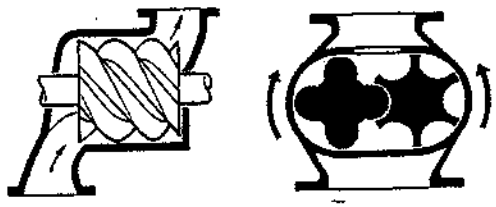


Fig. 38.11 – Schema di un compressore rotativo a viti.

La fig. 38.12 illustra il ciclo di compressione di un compressore rotativo a vite: l'aria viene aspirata, attraverso la luce di immissione, nello spazio che si forma fra i lobi dei due rotori; con il procedere della rotazione, lo spazio in cui essa è contenuta viene dapprima isolato dalla luce di immissione, quindi ridotto di volume dando inizio ad una compressione graduale, più o meno pronunciata a seconda del rapporto di compressione da realizzare (più pronunciata per β più elevati, per ridurre la potenza assorbita); terminata la compressione graduale l'aria viene spinta verso la luce di uscita e quindi scaricata.

Il diagramma in coordinate pressioni-volumi totali è simile a quello dei compressori a palette, se la compressione graduale è apprezzabile, oppure a quella dei compressori Roots (di cui si dirà subito dopo) se la compressione graduale è modesta o addirittura assente.

Per il calcolo della potenza si adotteranno, di conseguenza, le espressioni tipiche dei compressori a palette o dei compressori Roots.

Esistono due tipologie di compressori a vite: quelli lubrificati e quelli non lubrificati o a secco.

La prima categoria realizza cicli di compressione monostadio (raggiungendo pressioni fino a 13 bar) e bistadio (per pressioni fino a 20 bar); la portata d'aria è inferiore ai 70 Nm^3/min. Uno dei due rotori, quello a lobi concavi, è collegato al

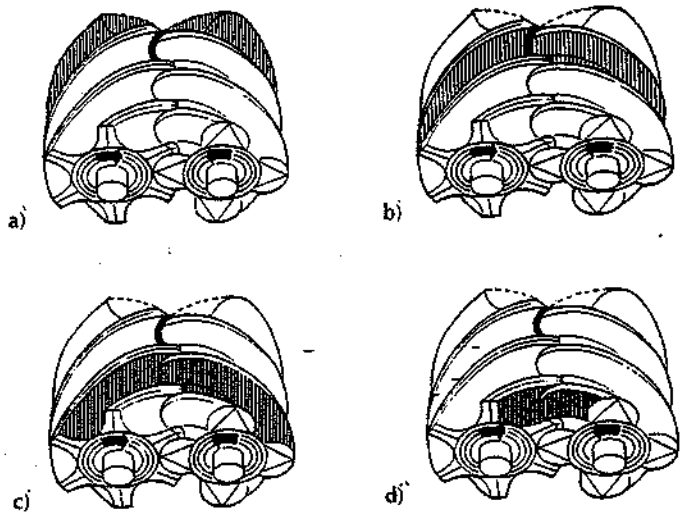


Fig. 38.12 – Schema del ciclo di compressione in un compressore a vite.

motore elettrico, generalmente tramite un moltiplicatore di giri a cinghie o ad ingranaggi e trascina il secondo rotore. L'olio – iniettato nella camera di compressione – assicura la lubrificazione ma, con l'uso, può verificarsi un'usura analoga a quella che si riscontra sui normali ingranaggi. L'olio che si miscela con l'aria durante la compressione, è poi separato in un apposito separatore dove si sommano gli effetti della forza centrifuga e di un filtro: il contenuto residuo d'olio nell'aria compressa si aggira intorno ai 3 mg/m^3 di aria.

I compressori non lubrificati realizzano la compressione senza immissione di olio e pertanto necessitano di una coppia di ingranaggi per sincronizzare il moto fra i due rotori; questi hanno profili elicoidali e ruotano senza contatti reciproci, limitando così l'usura e la perdita di potenza per attrito. Le tolleranze devono essere molto ridotte per ottenere un funzionamento efficiente: quindi, la costruzione di questo tipo di compressore richiede alta precisione. Inoltre, la compressione oltre i 4 bar non può essere effettuata in un unico stadio in quanto le temperature raggiunte sarebbero troppo elevate, con dilatazioni dei materiali tali da impedire un corretto funzionamento. Per contro, l'assenza di contatti permette di realizzare una macchina in cui le parti lambite dall'aria non necessitano di lubrificazione (6) e quindi l'aria compressa risulta priva di olio: requisito, questo, assai importante per molte applicazioni. Le portate d'aria arrivano fino a 100 Nm^3/min. Per portate superiori a 100 Nm^3/min si ricorre di solito a compressori dinamici.

Nei compressori a viti, la regolazione della portata, cioè della quantità d'aria compressa erogata dal compressore, è normalmente ottenuta per mezzo di una valvola che parzializza la luce di aspirazione. Un tipo di regolazione più recente prevede l'impiego di motori elettrici asincroni alimentati – tramite un *inverter* – a frequenza variabile: conseguentemente, il numero di giri del motore elettrico varia secondo la

$$n = \frac{60f}{p}$$

dove:
f = frequenza di alimentazione (hertz);
p = numero di coppie polari dello statore del motore asincrono;
n = numero di giri di sincronismo (giri/minuto).

Il campo di regolazione che si può realizzare con questo sistema in un compressore a vite lubrificato, può variare dal 20% al 100% del numero di giri: di conseguenza, il rapporto di compressione rimane costante, la pressione di rete si mantiene in una banda di oscillazione molto stretta e si sopperisce alle punte di carico della rete stessa senza fare intervenire un compressore di potenza superiore.

Il compressore a viti ha poche parti soggette a usura, non richiede basamenti e produce rumori e vibrazioni meno elevati di altri compressori.

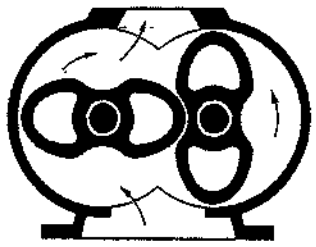


Fig. 38.13 – Sezione schematica di un compressore Roots.

(6) Solo i cuscinetti e gli ingranaggi devono essere lubrificati.

Rotativi Roots

Il *compressore Roots* (fig. 38.13), detto anche *soffiante*, consiste in uno statore in cui sono allogati due rotori controrotanti, dotati di due o tre lobi ciascuno: l'aria è spinta dai lobi verso la mandata, dove subisce un repentino aumento di pressione. In altre parole, la compressione non avviene grazie a una progressiva riduzione del volume prima del collegamento con i condotti di mandata, ma per riflusso dell'aria nel compressore (fig. 38.14): conseguentemente, il rendimento è molto modesto.

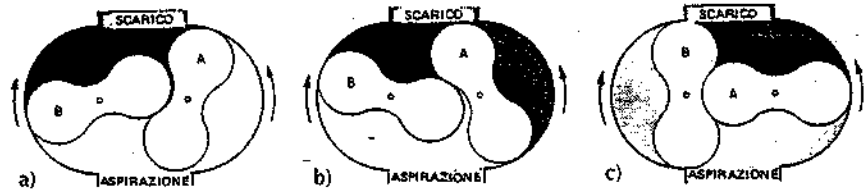


Fig. 38.14 – Ciclo di lavoro di una soffiante Roots.

Le soffianti Roots non sono utilizzabili per pressioni di esercizio elevate (il limite si aggira intorno a 1 bar nei tipi monostadio e a 2,5 bar nei tipi a due stadi).

Il movimento dei due rotori è sincronizzato per mezzo di ingranaggi in modo da non avere contatto tra i rotori o tra i rotori e la carcassa. Queste parti, pertanto, non richiedono lubrificazione e, di conseguenza, in analogia ai compressori a viti, l'aria compressa è priva d'olio.

Come si rileva dalla fig. 38.14, si hanno quattro alimentazioni per ogni giro dei rotori. I compressori Roots sono in genere raffreddati ad aria.

La fig. 38.15 riporta il ciclo di lavoro convenzionale di un compressore Roots.

La potenza assorbita (in kW) può essere valutata con la

$$N = \frac{l\, v_0 (p_2 - p_1)\, n}{1000\, \eta_m} = \frac{A\, H}{1000\, \lambda_v \eta_m} \qquad (38.9)$$

dove, oltre ai simboli già noti o rilevabili sul diagramma di fig. 38.15:
l = numero totale di lobi dei due rotori;
v_0 = volume compreso fra il lobo B di fig. 38.14 e la carcassa del compressore;
n = numero di giri al secondo;
λ_v = coefficiente di riempimento del compressore (0,6÷0,8);
$H = p_2 - p_1$ (N/m^2).

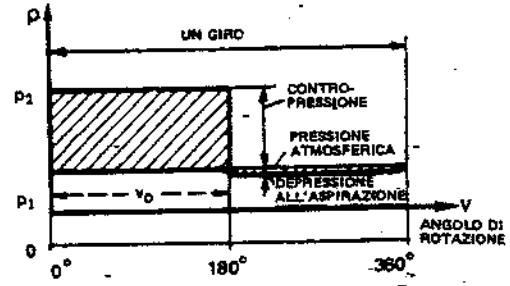


Fig. 38.15 – Ciclo di lavoro di un compressore Roots.

Rotativi ad anello liquido

La fig. 38.16 schematizza un compressore ad anello liquido: in uno statore, avente forma ellittica, è montato un rotore con palette fisse che trascina in rotazione un liquido (in genere acqua) e lo proietta per forza centrifuga contro la parete dello statore, dando forma ad un vero e proprio anello rotante; poiché lo statore ha forma ellittica, il liquido assume un movimento tale da variare periodicamente il volume del vano compreso fra paletta e paletta, comprimendo l'aria in esso contenuta.

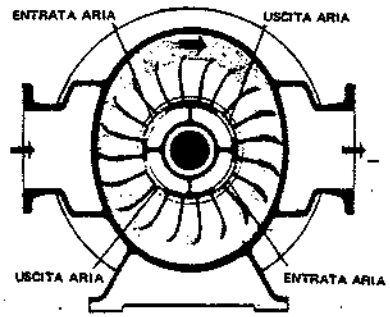


Fig. 38.16 – Compressore ad anello liquido.

La distribuzione avviene attraverso luci previste nelle testate dello statore oppure in cavità praticate nell'albero del rotore: l'aria affluisce fra le palette, viene compressa e quindi espulsa quando il rotore nella sua rotazione supera la zona di compressione. Per ogni giro del rotore si ottengono due cicli di compressione.

Il ciclo di lavoro è del tutto simile a quello dei compressori a palette.

L'aria da comprimere viene a diretto contatto con il liquido contenuto nella macchina e, poiché la velocità di rotazione è relativamente alta, una certa quantità di liquido si mescola inevitabilmente con l'aria compressa. Pertanto, il compressore deve essere munito di un filtro separatore sul lato mandata e di un dispositivo per mantenere costante il livello del liquido nella camera di compressione.

La regolazione è sovente ottenuta per laminazione all'aspirazione, eventualmente accoppiata con un riflusso tra mandata e aspirazione.

La quantità di energia richiesta per comprimere l'aria con un compressore ad anello liquido varia sensibilmente in funzione del modello e della grandezza del compressore: è comunque elevata a causa delle perdite conseguenti al trascinamento del liquido; per contro, il compressore non richiede lubrificazione all'interno della camera di compressione.

I compressori ad anello liquido sono ormai impiegati solo per basse pressioni o per applicazioni particolari.

Rotativi a elicoidi orbitanti

In queste macchine, la compressione dell'aria è ottenuta per interazione di due elementi a spirale, uno fisso e l'altro con movimento orbitale (fig. 38.17). Il moto del rotore provoca una progressiva compressione dell'aria in quanto riduce il volume della camera di compressione. L'aria entra alla pressione atmosferica nella camera di compressione attraverso una luce che si trova sul lato esterno del rotore. Una volta che l'aria è stata aspirata, il rotore orbitante chiude la luce di

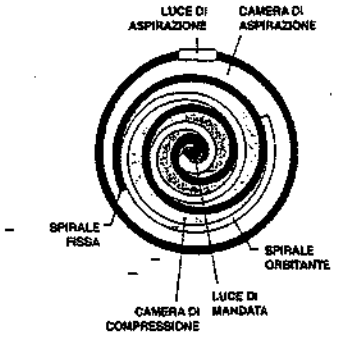


Fig. 38.17 – Composizione del compressore a elicoidi orbitanti.

aspirazione. Un flusso continuo di aria compressa esce dal rotore a spirale passando attraverso la luce di mandata che si trova nel centro della spirale fissa. Questo processo di compressione viene ripetuto all'infinito, generando una mandata di aria compressa priva di pulsazioni e, ovviamente, di olio.

I compressori a elicoidi orbitanti sono adatti alla produzione di piccole portate d'aria (<1 Nm^3/min) e per pressioni massime di 10 bar.

Compressori dinamici o turbocompressori

Nei compressori dinamici l'aria aspirata viene portata ad elevata velocità in una o più giranti dotate di palette e successivamente scaricata in un diffusore avente il compito di trasformare in energia di pressione la maggior parte dell'energia cinetica acquisita dall'aria.

I turbocompressori si suddividono in *radiali* o *centrifughi* (fig. 38.18) e *assiali* (fig. 38.19): i primi sono caratterizzati da traiettorie dell'aria pressoché normali all'albero della girante; i secondi da traiettorie all'incirca parallele all'albero stesso (7).

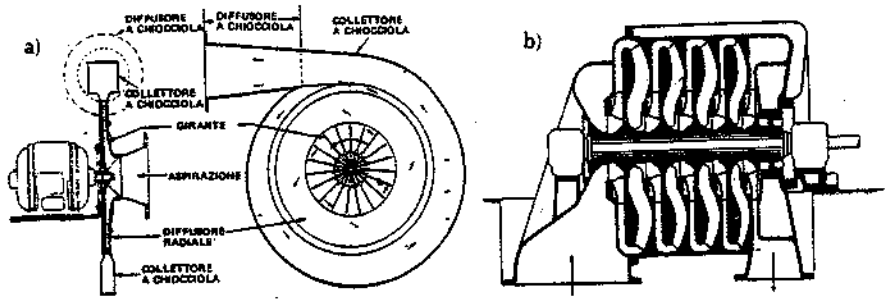


Fig. 38.18 – Schema di compressori centrifughi: a) monostadio; b) multistadio (senza raffreddamenti intermedi).

Possono essere a uno o più stadi (quest'ultimo caso è tipico dei compressori assiali), mentre l'azionamento è affidato a motori elettrici e turbine a gas o a vapore, direttamente accoppiate all'albero.

Al fine di mantenere costante la pressione di alimentazione al variare dei consumi, si ricorre di solito alla seguente soluzione

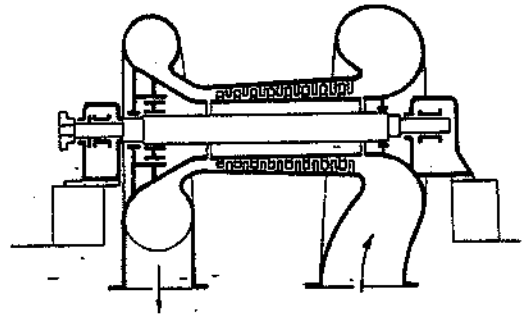


Fig. 38.19 – Schema di compressore assiale pluristadio.

(7) Ogni stadio dei compressori assiali è costituito da un certo numero di palette rotanti con il rotore e da altrettante palette fisse allo statore. Le palette hanno in genere altezza decrescente nel senso del moto dell'aria, in modo che la componente assiale della velocità dell'aria rimanga elevata anche se il volume del gas diminuisce.

(fig. 38.20): al diminuire della richiesta di aria, un controllore di pressione chiude gradualmente la valvola di aspirazione; oltre una certa parzializzazione, entra in funzione una valvola che scarica nell'atmosfera l'eccesso di aria, al fine di evitare il noto fenomeno del "pompaggio".

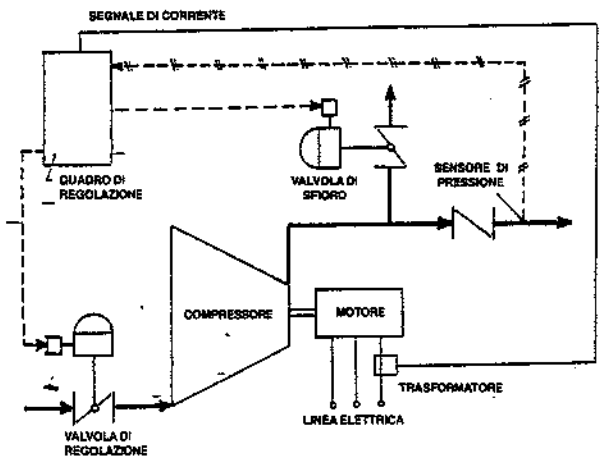


Fig. 38.20 – Sistema di regolazione per turbocompressori.

Il funzionamento dei turbocompressori è analogo a quello delle pompe centrifughe per liquidi (8): pertanto, le portate d'aria compressa variano con la pressione di lavoro (fig. 38.21).

I compressori centrifughi sono impiegati per portate variabili da 20 Nm³/min ad oltre 1000 Nm³/min. I compressori assiali sono adatti per portate superiori, fino a circa 8.000 Nm³/min.

I turbocompressori trovano applicazione, oltre che in campo industriale, nelle turbine a gas. Inoltre, i centrifughi sono impiegati per i trasporti pneumatici (v. capitolo 29). Particolari versioni degli assiali (basse prevalenze ed elevate portate) sono realizzate per l'aerazione di bacini di trattamento biologico delle acque di scarico cloacali e sono correntemente denominate *aeratori a turbina*.

La potenza assorbita può essere calcolata mediante la

$$N = \frac{\rho_a A L_i}{1000 \eta_m} \quad (kW) \qquad (38.10)$$

dove L_i è ricavabile con la (38.5) o (38.6).

Anche per i compressori dinamici valgono le considerazioni sul costo della compressione esposte per i compressori rotativi. Si deve però rilevare che i turbocompressori hanno un consumo di olio pressoché trascurabile, in quanto l'olio viene usato esclusivamente per ridurre l'attrito degli organi meccanici e non viene a contatto con l'aria (che pertanto non è da esso inquinata).

(8) Osserviamo, per inciso, che anche i ventilatori possono essere considerati delle pompe. Infatti, con il termine ventilatore si individua una macchina che restituisce l'aria ad una pressione non molto superiore a quella di aspirazione (la differenza fra le due pressioni è generalmente inferiore a 0,05 bar), tale quindi da non provocare variazioni sensibili dei volumi specifici dell'aria tra l'aspirazione e la mandata.

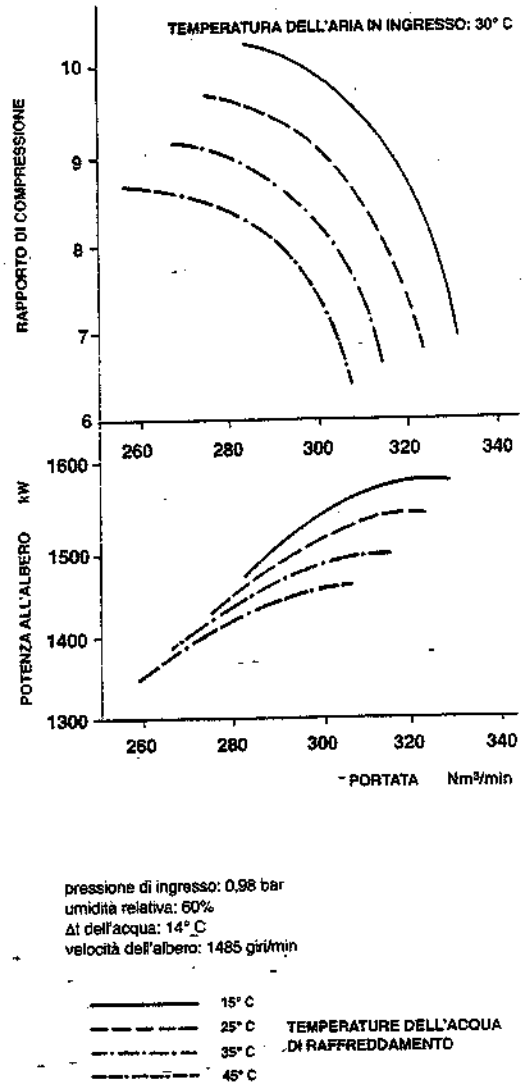


Fig. 38.21 – Caratteristiche dei compressori centrifughi.

38.4. SCELTA DEI COMPRESSORI

La scelta dei tipi di compressori da adottare dipende dalle considerazioni di carattere tecnico ed economico cui abbiamo accennato nelle pagine precedenti.

La tab. 38.II riassume le prestazioni di pressione e portata dei compressori presi in considerazione nel paragrafo precedente. Inoltre, il grafico di fig. 38.22 fornisce – sia pure in modo approssimativo – il campo di applicazione di alcuni tipi di compressori in funzione della portata e della pressione dell'aria (9). Altri parametri di valutazione e scelta sono l'affidabilità, l'ingombro, le caratteristiche dei basamenti, la presenza di olio nell'aria compressa, la flessibilità di esercizio, i costi dell'aria compressa.

Rileviamo che il costo dell'energia consumata in un impianto di compressione incide notevolmente sul bilancio di gestione dell'impianto stesso. È ovvio che per ridurre questo costo occorre scegliere l'impianto di compressione che, a parità di caratteristiche dell'aria prodotta, comporti il minimo assorbimento di energia.

Il diagramma di fig.

(9) All'atto della scelta, occorre anche tenere conto di una riserva, pari al 15÷25% delle unità funzionanti in condizioni normali.

38.23 mostra indicativamente i consumi specifici di energia di alcuni tipi di compressori in funzione della portata. Il consumo specifico di energia è espresso in kWh per m³ di aria libera aspirata. Consumi specifici di 5 kWh/m³ sono molto bassi e si possono ottenere con compressori di media e grande portata, impiegando acqua di raffreddamento avente una temperatura inferiore di almeno 10°C rispetto alla temperatura ambiente.

Il consumo specifico di energia dipende essenzialmente dalla possibilità di influenzare il ciclo termodinamico di compressione

Tabella 38.II – Prevalenti campi di impiego dei compressori d'aria.

TIPI DI COMPRESSORI		PRESSIONI bar	PORTATE Nm³/min
Alternativi	monostadio	7÷10	< 20
	multistadio	> 20	
A palette		2÷10	< 100
A vite	lubrificati		
	– monostadio	3÷13	< 70
	– bistadio	< 20	
	a secco:		
	– monostadio	< 4	< 100
	– multistadio	4÷10	
Roots	monostadio	< 1	< 300
	bistadio	< 2.5	
A elicoidi		< 10	< 1
Dinamici	radiali	< 22	< 1000
	assiali	< 5	< 8000

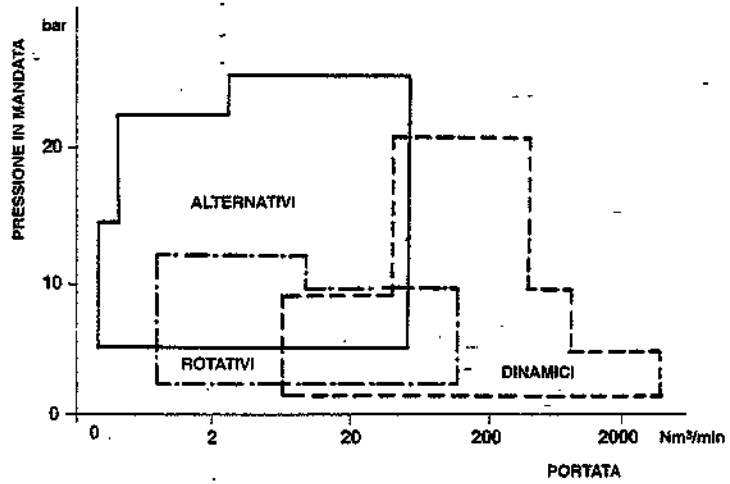


Fig. 38.22 – Campo di impiego di alcuni tipi di compressori in funzione della portata d'aria aspirata e della pressione di esercizio.

asportando calore, in modo da avvicinarsi alla compressione isotermica. Nel compressore rotativo monostadio ad iniezione d'olio, l'efficacia dello scambio termico aria-olio incide profondamente sul risultato finale. In tali compressori a vite o a palette è importante anche la velocità di rotazione, generalmente compresa fra 1000 e 10.000 giri/min.

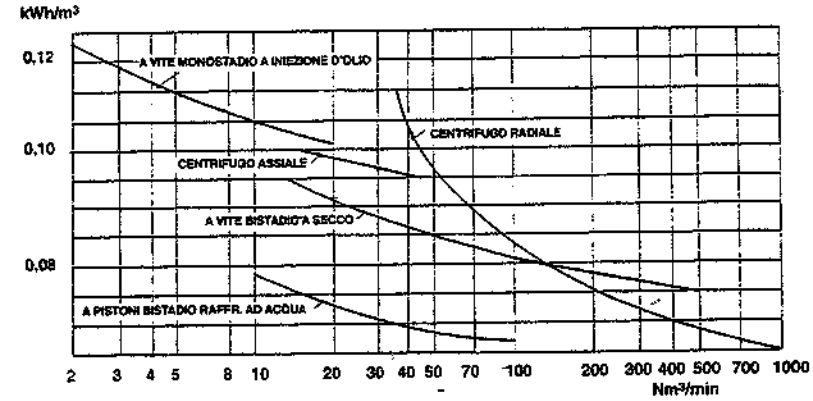


Fig. 38.23 – Andamento del consumo specifico in funzione della portata d'aria per diverse tipologie di compressori.

Infine, il compressore raffreddato ad aria è in genere meno efficace del 3÷5% di quello ad acqua.

Specialmente nel caso di compressori di media e grande portata, il consumo di energia è minore nei tipi bistadio rispetto a quelli monostadio. La fig. 38.24 mette a confronto i consumi specifici di compressori monostadio e bistadio tradizionali al variare della pressione di esercizio. Come si può rilevare, quando si comprime aria atmosferica a 7 bar, un compressore monostadio consuma il 15% in più di energia rispetto a un compressore bistadio.

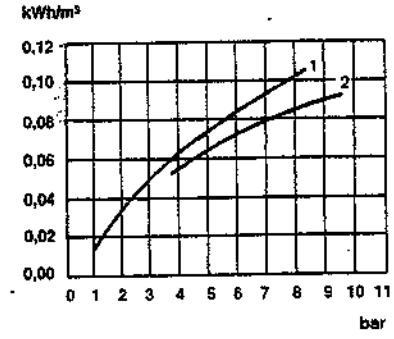


Fig. 38.24 – Confronto fra i consumi specifici di energia di un compressore monostadio (1) e di un compressore bistadio (2).

Per quanto riguarda l'energia elettrica assorbita a vuoto rispetto a quella assorbita a pieno carico, si può dire che, per portate d'aria nulle o quasi nulle, i compressori a stantuffo assorbono il 7÷12% dell'energia occorrente a pieno carico, i compressori rotativi richiedono il 12÷15%, i turbocompressori il 15÷17%.

I compressori sono caratterizzati da una elevata rumorosità, per ridurre la quale i costruttori forniscono macchine racchiuse dentro specifiche "cappottature" fonoisolanti (fig. 38.25).

38.5. REFRIGERATORI FINALI E SERBATOI DELL'ARIA COMPRESSA

Ai compressori è normalmente accoppiato il refrigeratore finale (o post-refrigeratore). In tali apparecchiature, il raffreddamento dell'aria è ottenuto immettendo la

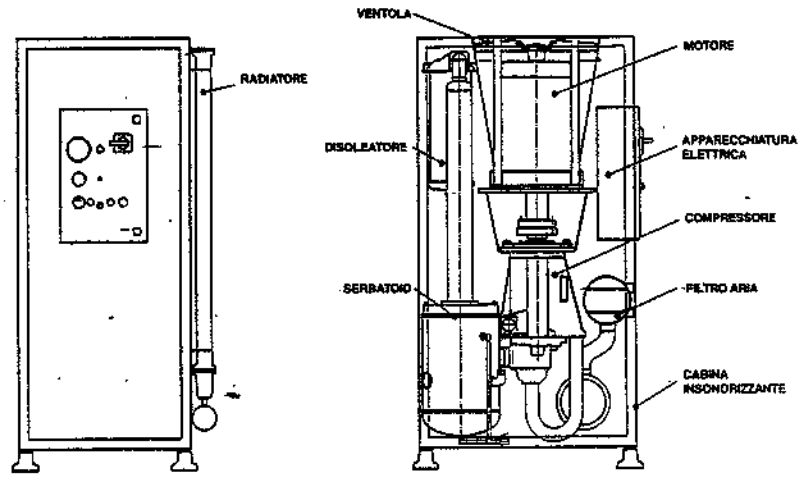
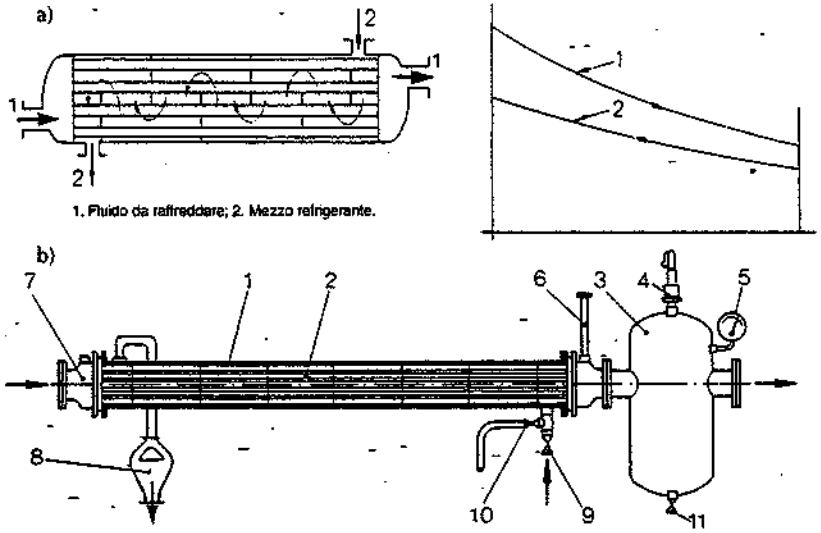


Fig. 38.25 – Cappottatura in materiale fonoisolante del motore e del compressore.

stessa in un fascio di tubi lambiti esternamente da acqua alla minima temperatura possibile (fig. 38.26). L'acqua di condensa si raccoglie in un apposito separatore e viene scaricata in fognatura. In genere, il refrigeratore finale è dimensionato in modo



1. Fluido da raffreddare; 2. Mezzo refrigerante.

1. Corpo del refrigeratore – 2. Fascio tubiero – 3. Separatore di condensa – 4. Valvola di sicurezza – 5. Manometro – 6. Termometro – 7. Entrata aria – 8. Uscita acqua di raffreddamento – 9. Entrata acqua di raffreddamento – 10. Rubinetto di scarico dell'acqua di raffreddamento – 11. Rubinetto di spurgo della condensa.

Fig. 38.26 – Refrigeratore finale dell'aria compressa: a) principio di funzionamento; b) scambiatore di calore ad acqua con separatore di condensa.

che la temperatura in uscita risulti di 8°÷10°C superiore alla temperatura del fluido refrigerante a disposizione.

Di solito, a valle del refrigeratore finale è previsto un serbatoio-polmone (10), avente le seguenti funzioni:

a) assicurare alla rete una portata d'aria e una pressione all'incirca costanti, limitando gli interventi per la regolazione di portata dei compressori (11);
b) interrompere il funzionamento del motore del compressore per tempi che dipendono dall'andamento dei consumi di aria compressa, realizzando così risparmi tutt'altro che trascurabili di energia (fino al 15-16% per pressioni di 7÷8 bar);
c) favorire una sia pur limitata separazione di condensa, grazie al fatto che l'ingresso dell'aria compressa avviene nella parte bassa del serbatoio, mentre l'uscita è ubicata nella parte alta (figg. 38.27 e 38.28).

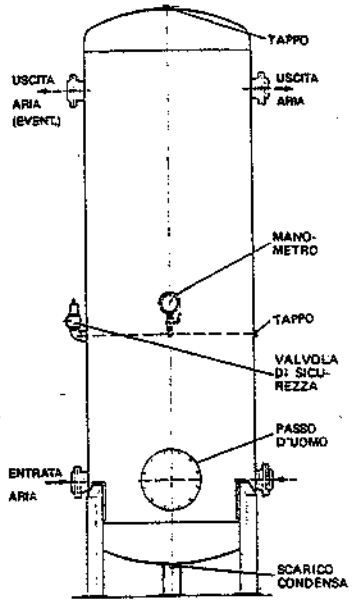


Fig. 38.27 – Serbatoio per aria compressa.

Per determinare le dimensioni del serbatoio occorre fare alcune considerazioni sulle prestazioni e sul sistema di regolazione dei compressori. Il ciclo di regolazione non deve essere troppo breve per non provocare un'eccessiva usura di diversi organi del compressore stesso, del motore e delle apparecchiature elettriche.

Per compressori con pressioni di lavoro massime di 10 bar e portate da 1 a 100 Nm^3/min, la capacità del serbatoio, espressa in unità di volume (m^3), deve essere compresa fra 6 e 2 decimi della portata volumetrica del compressore espressa nelle stesse unità di volume (m^3) e riferita al minuto: 0,6 per impianti piccoli, fino a 0,2 per impianti grandi.

La regolazione in questo caso avviene per mezzo di una valvola di *by-pass*: in tale modo, il motore funziona in continuazione, parte a carico e parte a vuoto. È opportuno fare in modo che la valvola non intervenga a tempi troppo ravvicinati con un idoneo proporzionamento dell'intero impianto (potenzialità e numero dei compressori, capacità del serbatoio e della rete, variazione di pressione prestabilita): la differenza fra le pressioni di funzionamento a vuoto e sotto carico non deve essere normalmente inferiore a 0,4 bar.

(10) In Italia, i serbatoi sono soggetti a collaudo da parte dell'ISPESL (Istituto superiore per la prevenzione e sicurezza del lavoro), ad una pressione del 50% superiore a quella massima di esercizio. L'ISPESL deve anche dare il benestare sul progetto, sui procedimenti di fabbricazione e sul materiale impiegato (legge 9.7.1962, n. 1331 e successive norme integrative). È inoltre prevista una verifica annuale se il prodotto della pressione di bollo in bar per il volume in litri del serbatoio è ≥ 5000. La figura 38.27 evidenzia gli accessori che la legge prescrive per i serbatoi in pressione (valvola di sicurezza, manometro di controllo, scarico condensa, ecc.).

(11) Quando la rete di distribuzione dell'aria compressa è molto estesa e/o i fabbisogni sono caratterizzati da sensibili variazioni istantanee, si installano serbatoi-polmone anche nei punti della rete più lontani dalla sala compressori.

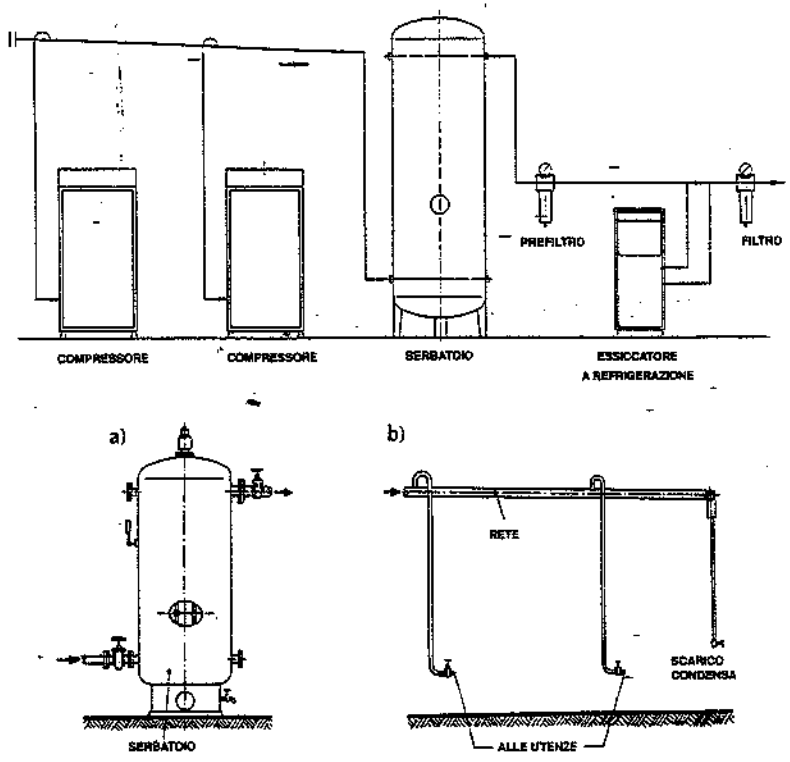


Fig. 38.28 – Schema di un impianto di produzione ed essiccazione dell'aria compressa, con due particolari riguardanti: a) le posizioni di ingresso e di uscita dell'aria rispetto al serbatoio; b) uno stralcio della rete di distribuzione.

Nel caso di avviamento ed arresto automatico del motore comandato dalla stessa pressione dell'aria, è necessario installare un serbatoio di maggiore capacità. Con questo sistema di regolazione, infatti, un serbatoio sottodimensionato può essere causa di avviamenti troppo frequenti, il che torna non solo a scapito dei contatti dell'apparecchiatura, ma anche degli avvolgimenti del motore. Una serie di avviamenti troppo frequenti crea inoltre dei sovraccarichi nella rete di alimentazione.

Il criterio di valutazione della capacità (minima) del serbatoio dell'aria sopra indicato, si riferisce al caso di un solo compressore funzionante o di un compressore avente una portata prevalente su quella di altri compressori anch'essi funzionanti. Nel caso di compressori dello stesso tipo in parallelo, conviene aumentare la capacità del 30%.

38.6. ESSICCAZIONE DELL'ARIA COMPRESSA

Ricordiamo che l'aria atmosferica è una miscela di gas vari (ossigeno, azoto, ecc.) e di vapor d'acqua, chiamata aria umida.

Il vapore contenuto nell'aria umida può essere saturo o surriscaldato.

Per tale miscela vale la *legge di Dalton*: la pressione di una miscela di due o più aeriformi è la somma delle pressioni che ciascun componente eserciterebbe se occupasse da solo l'intero spazio interessato dalla miscela stessa.

Le proprietà fisiche degli aeriformi sono riassunte dalle *curve isotermiche* o *isoterme*, riportate su un diagramma cartesiano di coordinate v,p (fig. 38.29).

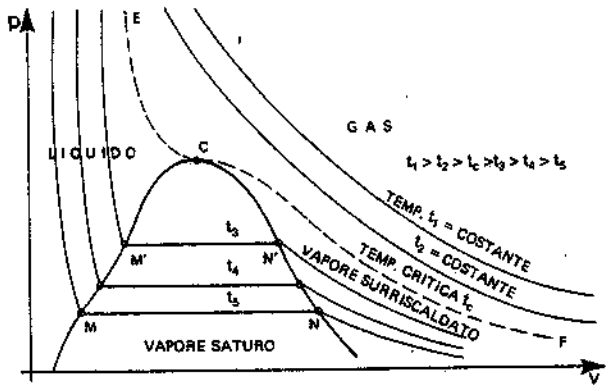


Fig. 38.29 – Curve isotermiche dei fluidi.

Le isoterme si dividono in due classi:

- isoterme caratterizzate da un tratto rettilineo orizzontale (le temperature corrispondenti sono inferiori alla temperatura t_c dell'isoterma con flesso, detta *isoterma critica*);
- isoterme senza tratto rettilineo orizzontale (le temperature corrispondenti sono superiori alla temperatura critica t_c).

Lungo il tratto rettilineo orizzontale di una isoterma con temperatura minore della temperatura critica, il volume del fluido varia senza una corrispondente variazione di pressione.

L'esperienza insegna che in tale condizione:

- l'aeriforme è in presenza del suo liquido ed in equilibrio con esso, cioè possono coesistere in equilibrio fase gassosa e fase liquida;
- avviene l'evaporazione del liquido se l'isoterma è percorsa nel senso dei volumi crescenti;
- avviene la condensazione (o liquefazione) del vapore se l'isoterma è percorsa in senso opposto.

Per l'acqua, ad esempio, la temperatura dell'isoterma critica è +365°C e la pressione nel punto C è 200,5 bar. Per l'azoto, la temperatura e la pressione nel punto C risultano essere rispettivamente –147,1°C e 33,5 bar.

Tutti i punti della curva MM'C (curva limite inferiore) rappresentano stati del fluido in cui lo stesso è tutto liquido e pronto ad evaporare a seguito di somministrazione di calore.

Tutti i punti della curva NN'C (curva limite superiore) rappresentano stati del fluido in cui esso è tutto vapore (saturo secco) e pronto a condensare per eventuale sottrazione di calore.

Tutti i punti compresi tra le due curve "limite" rappresentano miscele di liquido e vapore in equilibrio alla stessa temperatura: il vapore in equilibrio con il liquido che lo ha generato è detto saturo.

Le curve "limite" MM'C, NN'C e l'isoterma critica dividono il piano in quattro parti, corrispondenti ai seguenti stati del fluido: liquido, vapore saturo in presenza di liquido, vapore non saturo (surriscaldato) e gas.

Esaminiamo ora ciò che avviene in un recipiente contenente del vapore surriscaldato allorché si sottopone quest'ultimo ad una compressione isotermica; supponiamo che il recipiente sia dotato di uno stantuffo mobile sulla parte superiore e di un serpentino raffreddante nella parte inferiore (fig. 38.30.a).

Sia P_1 (p_1, v_1) il punto del diagramma di fig. 38.30.b che rappresenta lo stato iniziale del vapore surriscaldato. Comprimendo isotermicamente il fluido (il che si ottiene sottraendo a mezzo del serpentino, percorso per esempio da acqua, il calore sviluppato con la compressione), la trasformazione subìta dal vapore avviene lungo la linea P_1 P_2 P_3 P_4 (linea isotermica, ispessita): il volume diminuisce e la pressione aumenta.

In P_2 il vapore raggiunge la pressione di saturazione p_2 ed è quindi saturo: in seguito a ulteriore sottrazione di calore, esso si condensa, riducendo il volume occupato ma senza aumento di pressione.

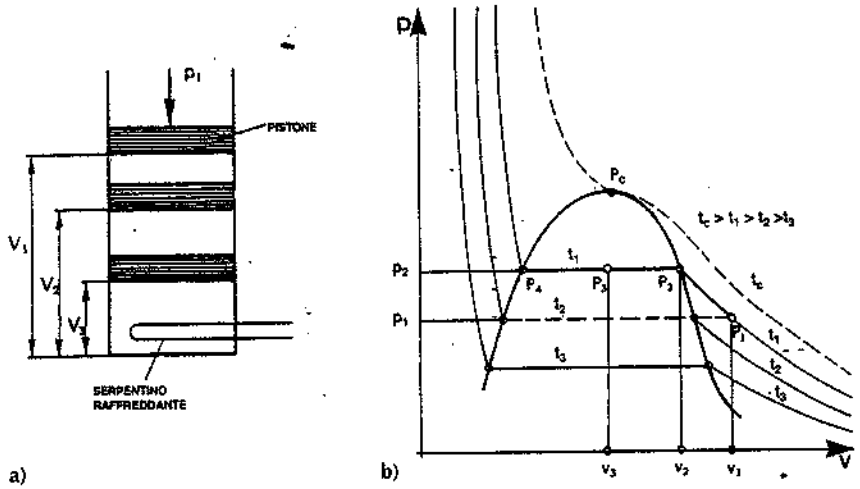


Fig. 38.30 – Trasformazioni isotermiche di un gas: a) recipiente attrezzato per compressioni isotermiche; b) curve isotermiche del gas.

Nel punto P_3 la percentuale di vapore condensato è proporzionale al rapporto v_3/v_2, a condizione che la condensa formatasi sia stata allontanata.

Continuando a sottrarre calore, si potrebbe avere la condensazione totale del vapore (punto P_4).

Esaminiamo ora ciò che avviene in un recipiente (uguale a quello dianzi considerato) contenente dell'aria umida non satura, allorché si comprime quest'ultima isotermicamente (per esempio, alla temperatura t_1 del punto P_1).

Durante la compressione isotermica sia l'aria che il vapore subiscono una riduzione di volume; però, mentre la pressione parziale dell'aria può aumentare indefinitamente, la pressione parziale del vapore aumenta solamente fino al valore p_1 (pressione del vapore saturo alla temperatura t_1 della miscela). Continuando la compressione isotermica, la pressione parziale del vapore rimane costante, ma incomincia a condensare parte del vapore contenuto nell'aria compressa.

In pratica, com'è noto, la compressione non è mai isotermica ma politropica, cioè simile all'adiabatica.

In tale caso, la compressione comporta un sensibile aumento di temperatura dell'aria, per cui non si ha alcuna separazione di condensa nel compressore (la capacità dell'aria di trattenere umidità aumenta sensibilmente con la temperatura: difatti, il contenuto di vapore d'acqua di saturazione raddoppia per ogni aumento di temperatura di 11°C circa).

Una separazione – sia pure parziale – avviene però nei refrigeratori intermedi (tra le fasi di compressione di un compressore polistadio), nel refrigeratore finale e nella rete di distribuzione dell'aria.

La temperatura di raffreddamento alla quale l'aria umida compressa inizia a depositare condensa è, a parità di pressione dell'aria compressa e di condizioni termo-igrometriche dell'aria aspirata, la stessa temperatura t_1 considerata nell'esperienza condotta con il recipiente a stantuffo.

Tale temperatura è chiamata *temperatura di rugiada* (o *punto di rugiada*) dell'aria compressa alla pressione considerata (va notato che per ogni pressione esistono infiniti punti di rugiada, in relazione alle caratteristiche termo-igrometriche dell'aria aspirata).

La formazione di condensa nella rete deve essere impedita il più possibile, in quanto la condensa, trascinata dall'aria alle utenze, può provocare degli inconvenienti, quali corrosioni delle tubazioni ed apparecchiature, aumenti delle spese di manutenzione, ecc. (12).

Al fine di impedire il verificarsi di tali inconvenienti, risulta quindi opportuno eliminare, a monte dell'immissione dell'aria compressa in rete, la condensa formatasi nell'aria stessa.

Prima di descrivere i vari metodi usati nella pratica per questo scopo, richiamiamo alcune nozioni relative al calcolo dei quantitativi di condensa ottenibili per compressione e raffreddamento dell'aria.

Per tale calcolo si suole usare il diagramma psicrometrico dell'aria compressa (fig. 38.31).

Il diagramma è diviso in due parti da un segmento verticale YY', sul quale sono segnate le quantità di vapore (in g vap/m³ di *aria libera*) contenute nell'aria.

La parte di sinistra si riferisce all'aria atmosferica aspirata da un compressore. La parte di destra si riferisce all'aria compressa satura di vapore.

Sull'asse delle ascisse sono riportate:
- per la parte di sinistra: le umidità relative (u.r. ovvero φ);
- per la parte di destra: le pressioni in bar dell'aria compressa nel refrigeratore.

Il diagramma contiene inoltre, in entrambe le parti, delle rette oblique rappresentanti le isoterme. Quelle della parte destra sono "isoterme di saturazione", vale a dire rappresentano in ogni punto un tipo di aria compressa contenente vapore saturo, cioè vapore atto a condensare a seguito di un qualsiasi raffreddamento.

Va notato che sia per la parte di sinistra sia per la parte di destra, i contenuti di vapore di saturazione dell'aria compressa sono leggibili sull'asse YY' e sono misurati in grammi di vapore per m³ di aria libera.

Illustriamo l'uso del diagramma con alcune considerazioni:
- l'aria libera avente t = 20°C, u.r. = 70% è rappresentata dal punto A, incrocio tra l'i-

(12) Ad esempio, se l'aria compressa è destinata a operazioni di verniciatura, la qualità di quest'ultima scade notevolmente per la presenza di acqua e di olio. Nei trasporti pneumatici e nella sabbiatura si formano intasamenti che possono provocare interruzioni di lavoro. Nelle operazioni di soffiaggio e pulizia di pezzi lavorati con macchine utensili, l'aria umida provoca l'ossidazione dei pezzi.

soterma 20°C e la verticale 70%, ed ha un contenuto di vapore (umidità assoluta) pari a x = 12 g vap/m³ d'aria;
- l'umidità assoluta occorrente per saturare l'aria a 20°C è l'ordinata del punto A^I, incrocio tra l'isoterma 20°C e l'asse YY' ($x_{satur.}$=17 g/m³ d'aria);
- a partire da A, si tracci un'orizzontale verso destra; tale orizzontale incrocia:
  la verticale 1 bar nel punto A^{II};
  la verticale 1,5 bar nel punto A^{III};
  la verticale 4 bar nel punto A^{IV};
  la verticale 7 bar nel punto A^V;
- nel punto A^{II} passa l'isoterma 26°C, vale a dire: l'aria compressa a 1 bar, ottenuta da aria libera avente x = 12 g/m³ di aria, ha una temperatura di rugiada (o punto di rugiada, P.R.) di 26°C; in altre parole, il quantitativo di 12 g vap/m³ è in grado di saturarla; tale aria compressa può quindi separare sotto forma di condensa – a seguito di raffreddamento – parte del vapore contenuto alla temperatura di 26°C (mentre non separa condensa a temperature superiori a 26°C);
- nel punto A^{III} passa l'isoterma 30°C: cioè l'aria compressa a 1,5 bar, ottenuta da aria libera con x = 12 g/m³, ha un P.R. di 30°C;
- nel punto A^{IV} passa l'isoterma 43°C: cioè l'aria compressa a 4 bar, ottenuta da aria libera con x = 12 g/m³, ha un P.R. di 43°C;
- nel punto A^V passa l'isoterma 54°C: cioè l'aria compressa a 7 bar, ottenuta da aria libera con x = 12 g/m³, ha un P.R. di 54°C;
- l'aria libera a 0°C è satura quando contiene circa 4,8 g vap/m³ di aria (punto M di incrocio tra l'isoterma 0°C e l'asse YY'), vale a dire il quantitativo di circa 4,8 g/m³ di aria è capace di saturare l'aria libera a 0°C, ovverosia il P.R. dell'aria libera contenente circa 4,8 g vap/m³ di aria è 0°C.

Si voglia ora conoscere il P.R. dell'aria compressa a 4 bar ottenuta dalla suddetta aria libera satura a 0°C (contenente cioè 4,8 g di vapore/m³ di aria).

Per il punto M si tracci un'orizzontale sino ad incrociare l'isobara verticale 4 bar. Il punto M' di intersezione individua l'isoterma 26°C, che è il P.R. richiesto.

Analogamente, si può ricavare il P.R. dell'aria compressa a 7 bar ottenuta dalla suddetta aria libera a 0°C: tale P.R. è individuato da M".

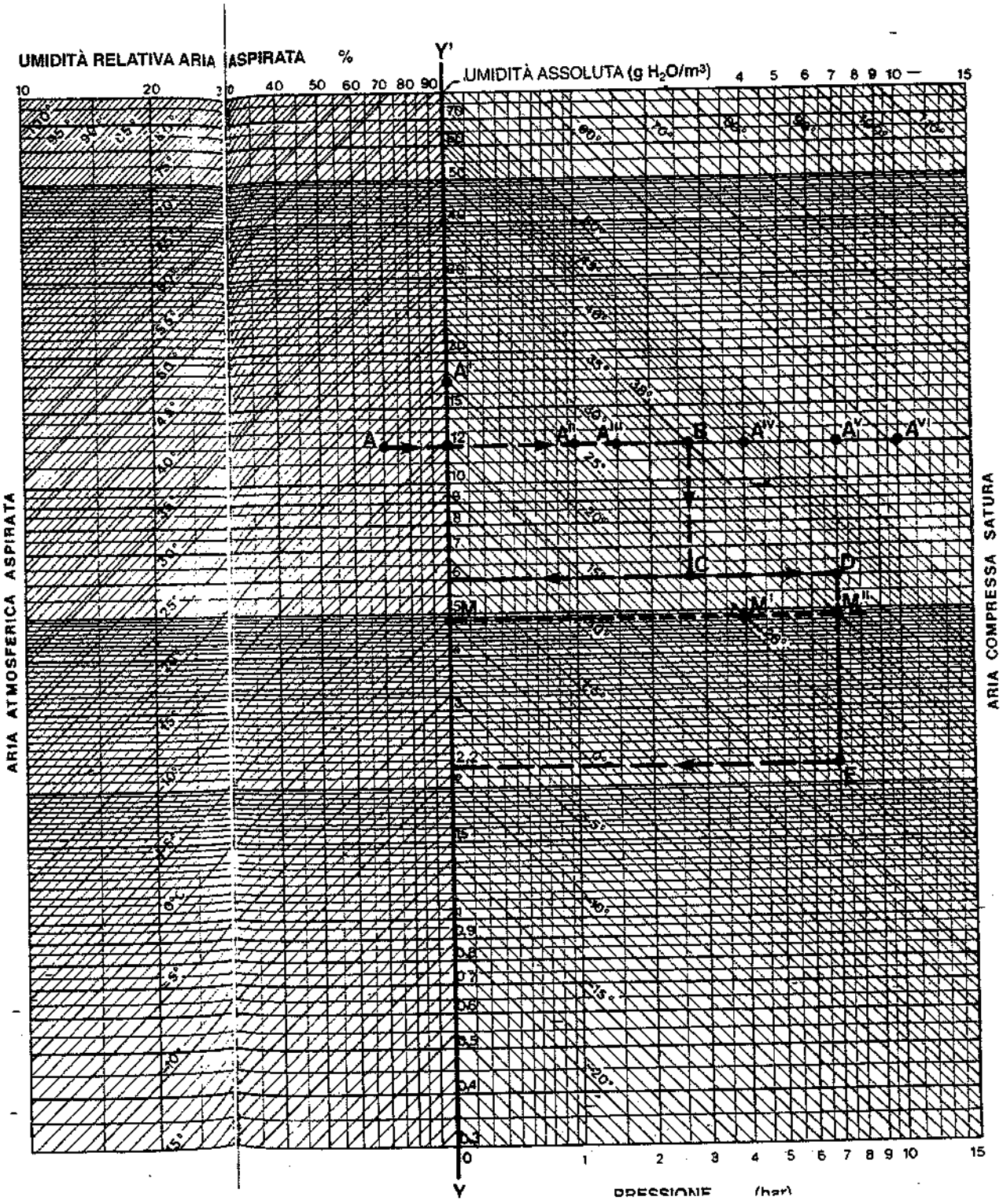


Fig. 38.31 – Diagramma psicrometrico dell'aria compressa. Sui segmenti obliqui sono indicate le temperature al bulbo secco dell'aria aspirata e compressa. Sull'asse Y-Y' è indicata l'umidità assoluta dell'aria aspirata (grammi di vapore d'acqua per metro cubo di aria libera).

Si riporta la tab. 38.III, nella quale sono indicati, per diversi contenuti di g vap/m³ di aria libera, i punti di rugiada dell'aria libera e della corrispondente aria compressa a 5–8–11 bar-a.

Tabella 38.III – Vapore d'acqua contenuto nell'aria in condizioni di saturazione, per differenti temperature di rugiada e pressioni.

Temperatura aria libera (p=1 bar-a) aspirata dal compressore	Vapore d'acqua nell'aria libera satura (*)	Punti di rugiada dell'aria compressa ottenuta da aria libera satura		
		p=5 bar-a	p=8 bar-a	p=11 bar-a
+ 50 °C	82,3	89 °C	104 °C	113 °C
+ 45 °C	64,9	83 °C	96 °C	106 °C
+ 40 °C	50,7	77 °C	89 °C	99 °C
+ 35 °C	39,3	70 °C	83 °C	91 °C
+ 30 °C	30,1	64 °C	75 °C	84 °C
+ 25 °C	22,8	57 °C	68 °C	76 °C
+ 20 °C	17,2	51 °C	61 °C	69 °C
+ 15 °C	12,7	44 °C	54 °C	61 °C
+ 10 °C	9,4	38,5°C	48 °C	55 °C
+ 5 °C	6,8	32 °C	41 °C	48 °C
0 °C	4,9	26 °C	35 °C	41 °C
− 5 °C	3,2	19 °C	27 °C	32,5 °C
− 10 °C	2,15	12 °C	20 °C	25 °C
− 15 °C	1,40	5 °C	13 °C	18 °C
− 20 °C	0,88	− 1 °C	6 °C	10,5 °C
− 25 °C	0,55	− 7 °C	− 1 °C	-3 °C
− 30 °C	0,33	− 13 °C	− 7 °C	− 3 °C
− 35 °C	0,20	− 18 °C	− 13 °C	− 9,5 °C
− 40 °C	0,12	− 24 °C	− 19 °C	−15,5 °C
− 45 °C	0,065	− 30 °C	− 25 °C	−22 °C
− 50 °C	0,038	− 35 °C	− 31 °C	−27,5 °C

N.B.: Poiché nella prima colonna si è considerata dell'aria libera in condizioni di saturazione, le temperature indicate nella colonna stessa sono anche le temperature di rugiada dell'aria libera.

(*) Grammi di vapore per metro cubo di aria libera.

Facciamo infine un esempio di calcolo delle quantità di umidità che si possono liberare da un impianto di aria compressa a seguito del raffreddamento della stessa.

Un compressore bistadio è dotato di due refrigeratori, uno intermedio tra gli stadi e l'altro finale dopo il secondo stadio. Le condizioni dell'aria lungo il ciclo di compressione-raffreddamento sono quelle indicate sullo schema di fig. 38.32, dal quale si rileva:

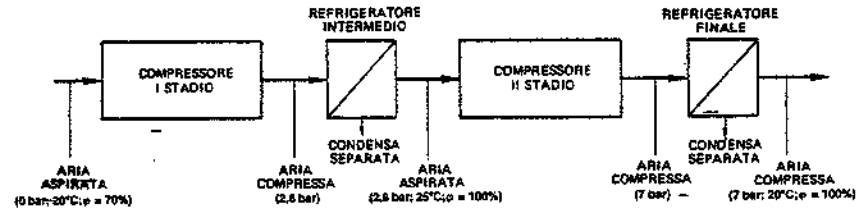


Fig. 38.32 – Schema di compressore bistadio con due refrigerazioni dell'aria.

a) condizioni dell'aria all'aspirazione del I stadio:
   p = 0 bar; t = 20°C; φ = 70%;
b) pressione dell'aria compressa all'uscita del I stadio: 2,8 bar;
c) condizioni dell'aria compressa all'uscita del refrigeratore intermedio ed all'entrata del II stadio (prescindendo dalle perdite di carico attraverso il refrigeratore):
   p = 2,8 bar; t = 25°C; φ = 100%;
d) pressione dell'aria compressa all'uscita del II stadio: 7 bar;
e) condizioni dell'aria compressa all'uscita del refrigeratore finale ed all'immissione in rete (prescindendo dalle perdite di carico):
   p = 7 bar; t = 20°C; φ = 100%.

Individuiamo ora sul diagramma di fig. 38.31 i punti rappresentativi delle varie condizioni dell'aria lungo il ciclo.

Le condizioni a) sono rappresentate dal punto A, incrocio tra l'isotermica + 20°C e la verticale corrispondente a φ = 70%.

L'ordinata di A, letta sull'asse YY', dà x = 12 g/m³ di aria (umidità specifica o assoluta dell'aria aspirata).

Il punto B, incrocio tra la retta orizzontale relativa al valore di ordinata x = 12 g/m³ e la verticale corrispondente alla pressione dell'aria uscente dal I stadio, individua l'isotermica + 38°C circa, che è la temperatura di rugiada dell'aria uscente dal I stadio ed entrante nel refrigeratore intermedio.

Il punto C, incrocio tra la verticale relativa alla pressione dell'aria uscente dal refrigeratore intermedio e l'isotermica +25°C (temperatura dell'aria uscente dal refrigeratore intermedio), permette di determinare sull'asse YY' l'umidità assoluta (x = 6 g/m³ di aria aspirata) dell'aria uscente dal suddetto refrigeratore.

Il punto D, incrocio tra la retta orizzontale relativa al valore di ordinata x = 6 g/m³ e la verticale corrispondente alla pressione dell'aria uscente dal II stadio, individua l'isotermica +37°C circa, che è la temperatura di rugiada dell'aria uscente dal II stadio ed entrante nel refrigeratore finale.

Il punto E, incrocio tra la verticale relativa alla pressione dell'aria uscente dal refrigeratore e l'isotermica +20°C (temperatura dell'aria uscente dal refrigeratore finale) permette di determinare sull'asse YY' l'umidità assoluta (x = 2,2 g/m³ di aria aspirata) dell'aria uscente dal suddetto refrigeratore.

Concludendo, la condensa che viene separata nell'impianto considerato risulta:

– nel refrigeratore intermedio:
(12–6) g/m³ = 6 g/m³ di aria aspirata;
– nel refrigeratore finale:
(6–2,2) g/m³ = 3,8 g/m³ di aria aspirata;
– complessivamente:
(6+3,8) g/m³ = 9,8 g/m³ di aria aspirata.

38.7. SISTEMI DI ESSICCAZIONE DELL'ARIA COMPRESSA

L'aria compressa che fuoriesce dal post-refrigeratore e dal serbatoio-polmone, normalmente installati a valle del compressore, ha di solito un punto di rugiada non inferiore a 30°C. Di conseguenza, l'aria immessa in rete a tale temperatura (per esempio, in un ambiente alla temperatura di circa 20°C) dà luogo alla formazione di non trascurabili quantità di condensa dentro la rete di distribuzione, per condensazione del vapor d'acqua ancora contenuto nell'aria. Al fine di evitare tale fenomeno, si ricorre ad impianti di essiccamento che riducono ulteriormente l'umidità contenuta nell'aria compressa.

I sistemi di essiccazione utilizzati in pratica sono del tipo a *refrigerazione*; ad *adsorbimento*; a *deliquescenza*; *misti* o *combinati*.

Essiccatori a refrigerazione

Si basano sul principio che la quantità di condensa separata aumenta con l'abbassamento della temperatura. Per realizzare un raffreddamento spinto, si impiega un gruppo frigorigeno (13) costituito da un compressore, un condensatore e due scambiatori di calore (uno aria-aria e uno aria-fluido frigorigeno).

La fig. 38.33 schematizza un impianto di essiccazione mediante refrigerazione dell'aria, a due stadi: il primo stadio comprende un raffreddamento ottenuto facendo circolare in controcorrente aria proveniente dal secondo stadio, nel quale ha ceduto calore al fluido frigorigeno circolante in circuito chiuso.

L'aria esce da tali impianti alla temperatura di circa 20÷25°C e con un'umidità residua corrispondente a una temperatura di rugiada di 2-3°C: a tale temperatura, considerando una pressione di esercizio di 7 bar, il contenuto residuo di acqua è di circa 0,7 g/m³ di aria libera.

(13) L'impiego del gruppo frigorigeno può dar luogo, al verificarsi di particolari condizioni, a un inconveniente che vale la pena di evidenziare: qualora, per un motivo qualsiasi, venisse a mancare l'acqua di raffreddamento al condensatore, la temperatura del fluido frigorigeno potrebbe aumentare fino a raggiungere pressioni assai pericolose. Per prevenire tale evenienza, si prevede l'arresto automatico del compressore in mancanza di acqua di raffreddamento (analogamente a quanto avviene nei compressori dell'aria, i quali si fermano automaticamente quando si interrompe l'alimentazione dell'acqua di raffreddamento). Per maggior sicurezza, è consigliabile un allacciamento di emergenza a un'altra rete idrica (per esempio, quella antincendio); in alternativa, si installa una valvola che, in caso di pericolo, scarica il gas frigorigeno del compressore.
Fino agli anni Ottanta i fluidi frigorigeni più usati furono i freon R12 e R22. Peraltro, quando si appurò che i freon a molecola stabile (cioè priva di idrogeno) contribuivano alla riduzione della fascia di ozono stratosferico, la produzione e l'uso dei freon vennero progressivamente limitati. Attualmente si utilizzano freon idrogenati e privi di cloro (HFC), ammoniaca, idrocarburi (propano e butano).

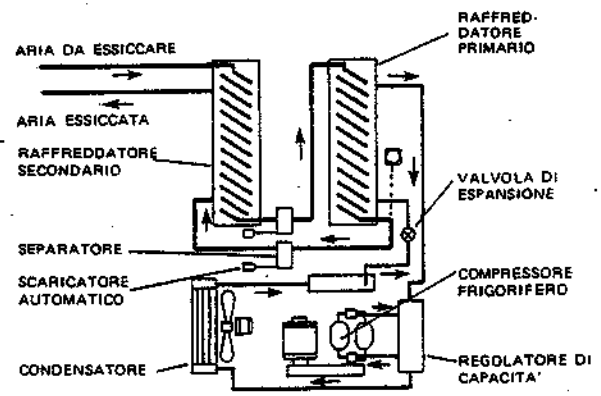


Fig. 38.33 – Schema di un impianto di essiccazione dell'aria compressa per refrigerazione.

Il raffreddamento dell'aria elimina anche le parti meno volatili dell'olio presente nell'aria. Restano però le parti volatili (difficili da condensare) che, se l'aria è destinata a meccanismi particolarmente delicati, occorre in qualche modo separare.

In questi casi, si ricorre o a filtri disoleatori installati in prossimità delle varie utenze o a un diverso impianto (centralizzato) di essiccamento, basato sul sistema ad adsorbimento, con il quale si raggiungono punti di rugiada molto più bassi: in entrambi i casi, le quantità residue di umidità e di vapori oleosi sono minori, ma il costo di esercizio è maggiore rispetto agli impianti a ciclo frigorigeno.

Essiccatori ad adsorbimento

Il principio su cui si basa l'essiccazione per adsorbimento consiste nel far passare l'aria proveniente dal refrigeratore finale attraverso un letto di materiale essiccante.

Come materiali essiccanti vengono in genere utilizzati l'allumina attivata, il gel di silice, il carbone attivo. Le principali proprietà di tali materiali sono le seguenti:
1) se vengono attraversati da aria umida, fermano (*adsorbono*) il vapore d'acqua e lasciano passare l'aria;
2) una volta saturi del vapore d'acqua assorbito, se sottoposti ad opportuni procedimenti di essiccazione (detti di *rigenerazione*), ritornano alla condizione di partenza, pronti ad adsorbire di nuovo l'umidità.

I punti di rugiada raggiungibili con questi essiccatori sono di –30°÷–50°C a seconda della sostanza chimica impiegata, anche se nelle applicazioni industriali ci si ferma sovente a –20°C (questi punti di rugiada sono riferiti alla pressione di esercizio).

Un essiccatore ad adsorbimento è costituito da due colonne piene di materiale adsorbente, entrambe collegate con la condotta di alimentazione dell'aria umida e di mandata dell'aria secca. Mentre una colonna essicca l'aria compressa, l'altra viene rigenerata: a intervalli di tempo predeterminati, quando l'essiccante della prima colonna si è saturato e quello della seconda è completamente rigenerato, la funzione delle due colonne si inverte automaticamente, assicurando così un servizio continuativo.

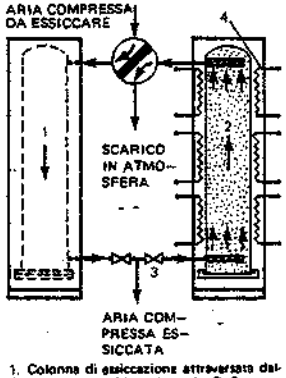
Sono disponibili tre tipi di sistemi ad adsorbimento, differenziati dalla modalità di rigenerazione:

1) a caldo con spillamento di aria compressa essiccata (fig. 38.34);
2) a caldo con aria esterna alimentata da un ventilatore (fig. 38.35);
3) a freddo con spillamento di aria compressa essiccata (fig. 38.36);
4) a caldo con recupero di energia (fig. 38.37).

Il primo tipo si usa per portate fino a circa 10 m³/min; il secondo per portate superiori, nelle quali la perdita di aria secca, anché se percentualmente contenuta, non è tollerabile; il terzo per portate molto piccole; il quarto per ogni gamma di portata, ma con compressori non lubrificati (14).

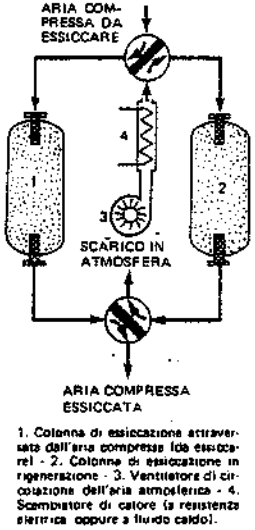
A monte dell'impianto si installa un filtro atto a trattenere le particelle d'olio trascinate dall'aria, le quali danneggerebbero l'adsorbente.

Un altro filtro è inoltre necessario a valle dell'essiccatore per impedire il trasporto della polvere di adsorbente nelle tubazioni di distribuzione dell'aria compressa.



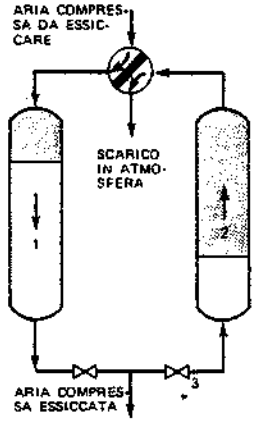
1. Colonna di essiccazione attraversata dall'aria compressa (da essiccare) - 2. Colonna di essiccazione in rigenerazione - 3. Valvola aperta per spillamento di aria compressa essiccata - 4. Resistenza elettrica di riscaldamento.

Fig. 38.34 – Essiccatore ad adsorbimento con rigenerazione mediante aria secca calda.



1. Colonna di essiccazione attraversata dall'aria compressa (da essiccare) - 2. Colonna di essiccazione in rigenerazione - 3. Ventilatore di circolazione dell'aria atmosferica - 4. Scambiatore di calore (a resistenza elettrica oppure a fluido caldo).

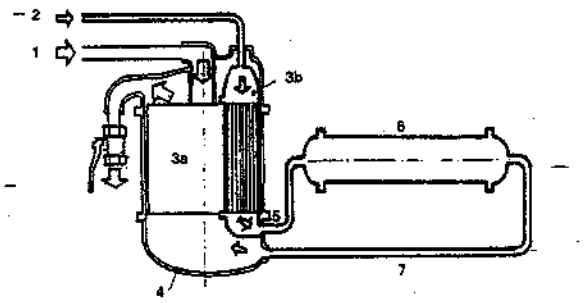
Fig. 38.35 – Essiccatore ad adsorbimento con rigenerazione mediante aria atmosferica riscaldata.



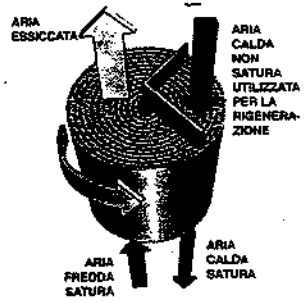
1. Colonna di essiccazione attraversata dall'aria compressa (da essiccare) - 2. Colonna di essiccazione in rigenerazione - 3. Valvola aperta per spillamento di aria compressa essiccata.

Fig. 38.36 – Essiccatore ad adsorbimento con rigenerazione mediante aria secca a freddo.

(14) L'essiccatore è costituito da un tamburo rotante in fibre di silicati od in silicagel sferoidale: tali fibre trattengono per adsorbimento l'umidità contenuta nell'aria; i tre quarti circa del tamburo rotante sono attraversati dalla maggior parte dell'aria compressa proveniente dal refrigeratore finale del compressore; tale aria viene pertanto essiccata; la restante portata d'aria compressa è prelevata prima del refrigeratore finale e fatta passare attraverso un settore dell'essiccatore destinato alla rigenerazione ovvero alla rimozione per evaporazione dell'umidità trattenuta nel materiale adsorbente; quest'aria - che si potrebbe definire di rigenerazione - è poi raffreddata in un apposito refrigeratore e successivamente miscelata, all'ingresso dell'essiccatore, con l'aria compressa proveniente dal refrigeratore finale del compressore.



1 – aria compressa già raffreddata da essiccare
2 – aria compressa non raffreddata
3a – tamburo rotante, settore di essiccamento
3b – tamburo rotante, settore di rigenerazione
4 – recipiente in pressione contenente i settori di essiccazione e di rigenerazione
5 – aria calda satura
6 – refrigeratore
7 – aria fredda satura



Particolare
del tamburo rotante suddiviso nei settori di essiccazione e di rigenerazione

Fig. 38.37 – Essiccatore ad adsorbimento a caldo con recupero di energia.

Essiccatori a deliquescenza

Gli impianti del tipo a deliquescenza si distinguono per semplicità di conduzione, richiedendo la ricarica del mezzo assorbente a lunghi intervalli di tempo. Hanno però prestazioni modeste e vengono in genere impiegati per abbassare di qualche grado il punto di rugiada di grandi masse di aria.

Detti impianti, schematizzati nella fig. 38.38, sono essenzialmente costituiti da un recipiente a pressione, all'interno del quale, sopra una piastra perforata di supporto, è contenuto il materiale deliquescente, vale a dire un composto chimico (in genere, cloruro di sodio o fosfato di calcio) che si scioglie lentamente a contatto con l'umidità contenuta nell'aria e che deve essere rinnovato periodicamente.

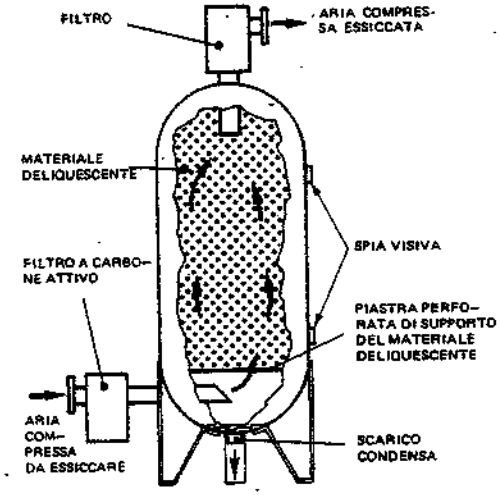


Fig. 38.38 – Schema di essiccazione a deliquescenza.

Nel risalire verso la tubazione di uscita, l'aria passa tra gli interstizi del materiale deliquescente che, essendo fortemente igroscopico, trattiene l'umidità, sciogliendosi gradualmente e depositandosi al fondo del serbatoio (periodicamente spurgato).

Con il vapore acqueo, il materiale deliquescente trattiene anche buona parte dei vapori oleosi passati attraverso il pre-filtro a carbone attivo, normalmente installato a

monte dell'impianto. Tale pre-filtro evita che una eccessiva presenza di vapori oleosi (superiori a 20 mg/Nm^3) acceleri lo sgretolamento del materiale deliquescente. A valle dell'impianto si installa un filtro atto a trattenere particelle di sostanze igroscopiche, notoriamente dotate di proprietà corrosive.

Il punto di rugiada dipende dalla temperatura dell'aria compressa: per aria a +30°C, il punto di rugiada a 7 bar è 0°C; per aria a +40°C e a 7 bar è di 8°C.

Il consumo di materiale deliquescente è di circa 1 kg ogni 10.000 Nm^3 di aria trattata. La capacità del serbatoio è di norma scelta in modo tale che la quantità di sostanza deliquescente assicuri alcuni mesi di esercizio continuativo. In ogni caso, qualora dall'apposita spia visiva risultasse che il materiale deliquescente è prossimo all'esaurimento, se ne prevede la ricarica durante un'interruzione del funzionamento dell'impianto di compressione.

Numerosi costruttori realizzano impianti di essiccazione che accoppiano i principî informatori dei sistemi dianzi descritti: per esempio, il sistema ad adsorbimento e quello a deliquescenza. L'adozione di tali impianti combinati dipende, in particolare, dalle esigenze di essiccazione e dalle portate da trattare.

A prescindere dal sistema di essiccazione adottato, è evidente che quanto più l'aria occorre secca e pulita, tanto più aumentano i costi cui si va incontro. Pertanto, il tipo di depurazione ed essiccamento dell'aria va scelto fra quelli sopra accennati in base alle esigenze delle utenze: in particolare, non conviene prevedere un impianto di essiccamento che raggiunga punti di rugiada non necessari in relazione agli impieghi cui l'aria compressa è destinata.

Come per i compressori, anche per gli impianti di essiccamento è necessario tenere presente, ai fini della scelta, le diverse voci di costo, e precisamente:

1) ammortamento;
2) consumo di energia (elettrica o termica);
3) perdita di carico;
4) manutenzione.

Alla fine degli anni Ottanta un apposito comitato europeo ha elaborato una raccomandazione che precisa le caratteristiche che dovrebbe avere l'aria compressa, definendo 5 livelli di qualità (v. tab. 38.IV): i parametri considerati sono la grandezza e la concentrazione delle particelle solide, l'olio residuo ed il punto di rugiada.

Tabella 38.IV – Qualità dell'aria compressa secondo la Pneurop 6611.

Livello di qualità	Granulometria μm	Concentrazione max mg/m^3	Olio residuo max mg/m^3	Punto di rugiada max °C
1	0,1	0,1	0,01	–40
2	1	1	0,1	–20
3	5	5	1,0	+2
4	40	non specificato	5	+10
5	non specificato	non specificato	2,5	non specificato

38.8. SALA COMPRESSORI

In linea generale, un impianto di produzione dell'aria compressa può essere schematizzato come in fig. 38.28.

Per le normali esigenze industriali, che richiedono aria compressa a 6÷7 bar, l'impianto di essiccamento è previsto per tutta l'aria prodotta, almeno fino ad un punto di rugiada di 2°÷3°C, salvo poi essiccare l'aria destinata a particolari utenze – quale può essere l'"aria strumenti" – anche fino a –20°C. In altri casi, si prevede l'essiccamento solo per la quota di aria che lo necessita.

È consigliabile prelevare l'aria al di fuori della sala compressori: ciò al fine di non provocare depressioni nella sala stessa e di risparmiare sul riscaldamento dell'aria ambiente. È importante che l'aria aspirata sia pulita e priva di impurità solide o gassose poiché polvere e gas corrosivi sono particolarmente dannosi (15). Inoltre, per ottenere la massima efficienza dei compressori, occorre che l'aria sia il più possibile fredda. Una diminuzione di temperatura di 3°C comporta un aumento del peso dell'aria aspirata e del volume dell'aria compressa di circa l'1%.

Per questa ragione, quando è possibile, la sala compressori viene disposta verso nord. Ad ogni modo, qualunque sia l'ubicazione della sala compressori, è opportuno dotare ogni compressore di un condotto per l'aspirazione dell'aria, comprendente un filtro (16) e una presa d'aria che talvolta incorpora un silenziatore (fig. 38.39). Il gruppo di aspirazione dell'aria deve essere dimensionato in modo che la caduta di pressione sia bassa: una caduta di pressione di 100 mm di colonna d'acqua nel gruppo di aspirazione, causa una riduzione dell'1% nella portata del compressore: ciò in quanto il peso dell'unità di volume di aria aspirata diminuisce con il diminuire della pressione.

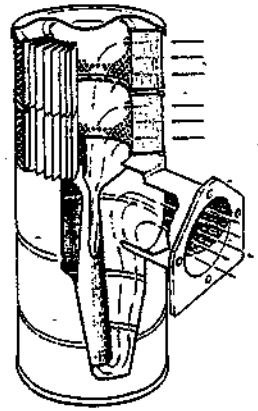


Fig. 38.39 – Silenziatore Venturi con filtro di carta.

Il filtro d'aria di un compressore deve soddisfare i seguenti requisiti fondamentali:

1. elevata efficienza di filtrazione;
2. capacità di raccogliere una notevole quantità di impurità senza diminuire l'efficienza di filtrazione (da tale capacità di accumulo dipendono gli intervalli di tempo fra successive pulizie);
3. bassa resistenza al passaggio dell'aria; questa resistenza varia a seconda del tipo di filtro: i filtri a bagno d'olio provocano una caduta di pressione fino a 150 mm di colonna d'acqua, mentre negli altri tipi è normalmente di 10÷50 mm;
4. costruzione robusta.

Normalmente il filtro viene sistemato il più vicino possibile al compressore.

I principali filtri usati negli impianti di compressione sono del tipo a labirinto umettati d'olio e, in casi particolari, a tessuto di panno o a bagno d'olio.

(15) A tale fine, si deve ubicare la sala compressori in una zona dello stabilimento dove l'aria sia meno inquinata; per potenzialità elevate, conviene sistemare i compressori in un edificio a parte, vicino alla cabina elettrica. Per motivi di conduzione e controllo, è anche consigliabile una sistemazione in prossimità della centrale termica o del reparto manutenzione.

(16) Poiché i piccoli compressori aspirano aria direttamente dalla sala compressori, il filtro di aspirazione dell'aria viene montato direttamente sulla macchina.

in zone particolarmente polverose, come nelle cave o nei cementifici, occorre installare un dispositivo pre-filtrante per ritardare l'intasamento del filtro.

Le sale compressori devono essere abbondantemente ventilate, al fine di ridurre – nella stagione estiva – eccessivi riscaldamenti provocati da motori e compressori (17): esse sono pertanto dotate di ampie finestre a *vasistas* applicate in posizione prossima al soffitto oppure di torrini di ventilazione.

La fig. 38.41 esemplifica la sistemazione planimetrica di una sala compressori.

Il layout della sala compressori deve essere studiato tenendo presenti le seguenti raccomandazioni:

- lasciare attorno ai compressori uno spazio sufficiente per i lavori di montaggio e manutenzione (a questi fini si installa un carroponte o un paranco di portata adeguata);
- prevedere la possibilità di potenziare in futuro la sala compressori con l'installazione di altre unità;
- consentire l'esclusione di uno o più compressori senza interrompere il funzionamento degli altri.

Nello studio della sistemazione planimetrica della sala compressori è necessario considerare la rumorosità dei compressori: tali macchine, infatti, superano sovente i livelli sopportabili dall'uomo (v. capitolo 51). Si devono pertanto prendere adeguati provvedimenti, quali: l'adozione di silenziatori sull'aspirazione; la chiusura delle macchine in cabine costruite con materiali atti a ridurre la trasmissione del rumore all'esterno; l'isolamento dei compressori in un apposito locale (sala compressori), nel quale gli addetti entrino solo in caso di necessità e utilizzando adeguati mezzi di protezione individuali.

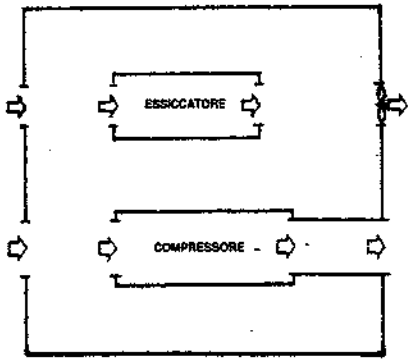


Fig. 38.40 – Accorgimenti per contenere il riscaldamento nei locali con compressori raffreddati ad aria: l'aria riscaldata dalle macchine è scaricata direttamente all'esterno.

(17) La ventilazione della sala compressori deve impedire che nel locale si raggiungano – durante la stagione estiva – temperature troppo elevate (al massimo si accettano 10°÷15°C in più rispetto alla temperatura esterna). La quantità di calore da sottrarre nell'unità tempo è espressa in percento della potenza all'asse dei compressori. La portata d'aria di ventilazione (in m^3/h) è data dalla

$$q = 3600 \cdot Q / c \cdot \Delta t$$

dove:

c = calore specifico dell'aria di ventilazione ($kJ/m^3 \cdot °C$);

Δt = aumento di temperatura ammesso per l'aria di ventilazione (al massimo 10÷15°C);

Q = potenza termica totale prodotta nell'unità di tempo dai macchinari, in kW = kJ/s: risulta $Q = \Sigma (1 - \eta_i) \cdot p_i$, essendo p_i la potenza assorbita, in kW, dalle varie macchine contrassegnate con l'indice i.

La fig. 38.40 schematizza una soluzione sovente adottata per evitare sovrariscaldamenti inaccettabili nella sala compressori in cui siano installate macchine raffreddate ad aria.

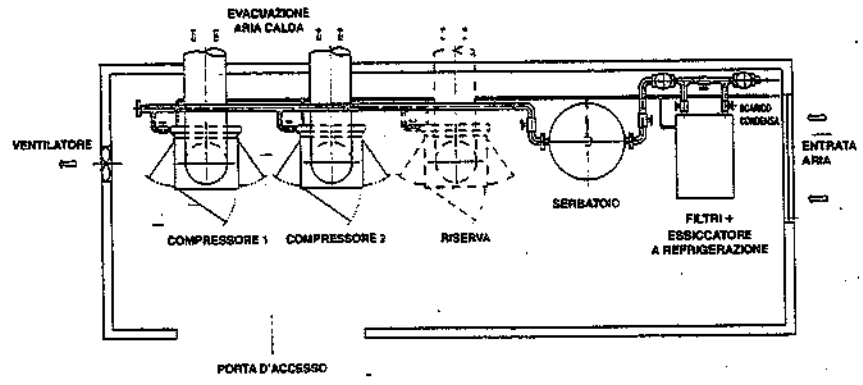


Fig. 38.41 – Sistemazione planimetrica di una sala compressori.

38.9. RETI DI DISTRIBUZIONE

Dalla sala compressori, l'aria compressa passa nella rete di distribuzione (18). Questa è in genere del tipo a maglie, cioè ad anello chiuso con collegamenti trasversali intercettabili per mezzo di valvole, del tipo a sfera o a flusso avviato, installate alle estremità (fig. 38.42). I tubi sono normalmente di acciaio. Quando si devono ser-

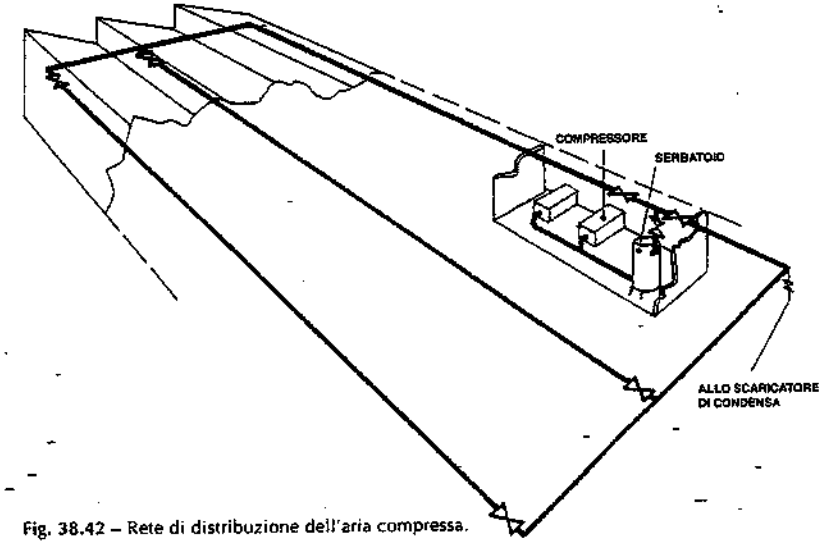


Fig. 38.42 – Rete di distribuzione dell'aria compressa.

(18) Immediatamente a valle di ogni compressore si installano una saracinesca ed una valvola di non ritorno: si utilizza la prima per l'eventuale intercettazione della macchina; la seconda impedisce il riflusso dell'aria compressa nel compressore, quando questo è fermo.

vire reparti o fabbricati separati fra di loro, le reti di questi sono alimentate dalla tubazione principale con derivazioni sulle quali si prevedono valvole di intercettazione. Nei reparti, per le derivazioni ad utenze non fisse (quali sono, ad esempio, certi utensili), si ricorre a valvole ad innesto rapido (fig. 32.72).

Al fine di evitare intasamenti dei tubi, dovuti alla presenza nell'aria di umidità residua, si realizza la rete con una pendenza compresa fra 0,2% e 0,5% nel senso del movimento dell'aria. Tutte le prese d'aria per le utenze partono dalla parte superiore del tubo di alimentazione (fig. 38.28), allo scopo di non prelevare la condensa eventualmente accumulatasi nelle tubazioni. A quest'ultimo proposito, è opportuno fare distinzione fra aria non essiccata ed aria essiccata.

a) Aria non essiccata

Quando l'aria non è trattata negli impianti di essiccazione, nei punti bassi della rete di distribuzione si installano speciali dispositivi per lo scarico dell'acqua di condensa. La fig. 38.43 illustra uno scaricatore di condensa; quest'ultima viene scaricata in fogna attraverso un imbuto che consente controlli visivi. Due saracinesche ed un *by-pass* assicurano la possibilità di scaricare in fogna la condensa anche quando il separatore è guasto o da revisionare.

La fig. 38.44 mostra la posizione in cui deve essere previsto il separatore nel caso di reti di distribuzione a reparti o fabbricati separati fra di loro, ma alimentati da un'unica tubazione principale.

Si comprende come tali separatori consentano un recupero di quota delle tubazioni (previste, come si è detto, in pendenza). Le dimensioni dei gruppi scaricatori dipendono dalla portata di aria e dalla pressione di questa.

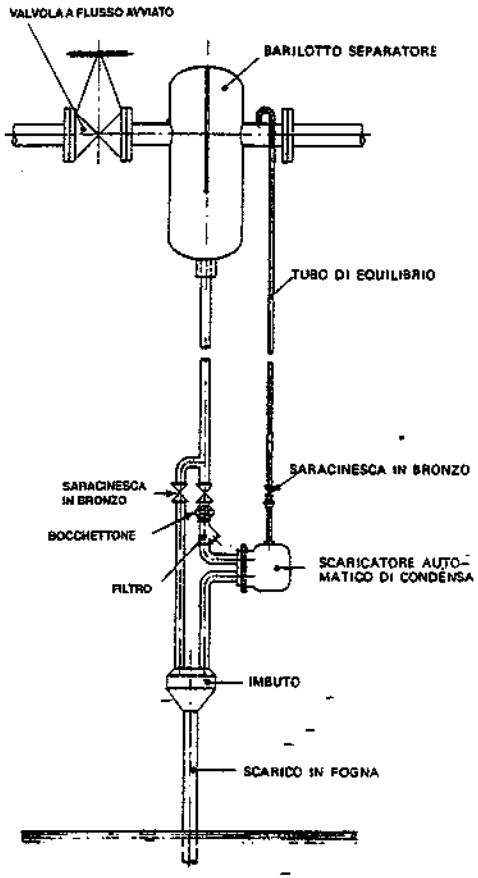


Fig. 38.43 – Scaricatore di condensa.

b) Aria essiccata

Quando l'aria è essiccata, non è più indispensabile prevedere lungo la rete gli scaricatori di condensa. Solo nel caso di utenze specifiche (ad esempio, impianti di verniciatura) o di industrie particolari (farmaceutiche), si installano, a monte delle utenze stesse, filtri ceramici o a carbone per trattenere particelle solide (in genere di ruggine) eventualmente presenti nell'aria.

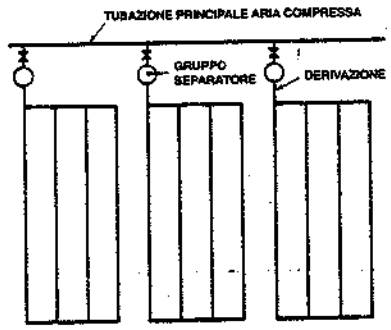


Fig. 38.44 – Schema delle derivazioni di reti secondarie dalla tubazione principale dell'aria compressa: si noti la presenza della saracinesca di intercettazione e del gruppo separatore (denominato correntemente *barilotto*).

c) Compressione con iniezione di olio

Consideriamo ora il caso che i compressori siano lubrificati o ad iniezione d'olio: come si è detto in precedenza, nella fase di compressione una parte dell'olio rimane nell'aria compressa, unitamente all'umidità presente nell'aria aspirata. A seguito del raffreddamento dell'aria compressa nel refrigeratore finale, dotato di separatore di condensa, buona parte di tale "miscela" acqua ed olio finemente emulsionata viene rimossa. Le attuali disposizioni legislative vietano lo scarico in fognatura di liquidi inquinati da oli, quali sono le condense che si formano durante la produzione di aria compressa. Pertanto, o si raccoglie la suddetta miscela in contenitori o vasche, per poi provvedere ad una depurazione, oppure si utilizzano dei separatori acqua/olio che garantiscano contenuti residui di oli al di sotto dei limiti di legge (10 mg di olio per litro di acqua scaricata). In tali separatori, un filtro a coalescenza aggrega le particelle di olio in gocce di maggiori dimensioni, che possono essere separate dall'acqua in conseguenza della differenza di peso specifico: l'olio sale in superficie e viene raccolto in un apposito recipiente, mentre l'acqua può essere scaricata in fognatura: la fig. 38.45 schematizza un impianto di compressione con iniezione d'olio attrezzato per separare l'olio dall'acqua di condensa.

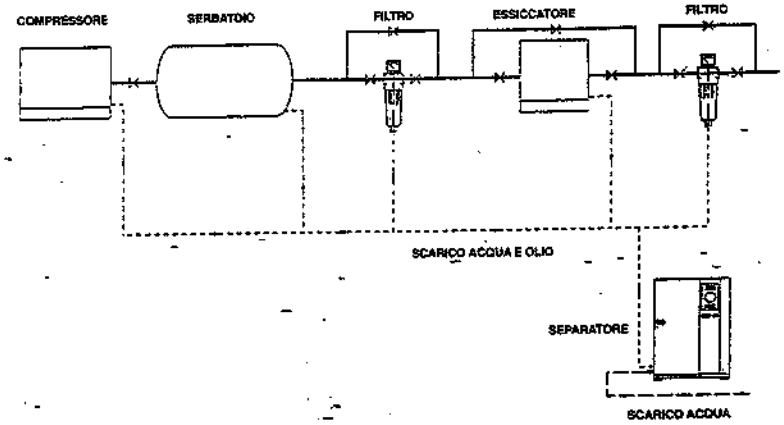


Fig. 38.45 – Modalità di separazione dell'olio dalla condensa nel caso di compressori lubrificati.

Talvolta, qualunque sia il tipo di compressori adottato, si installano appositi filtri immediatamente a monte di utenze particolarmente esigenti. Tali filtri o separatori di fine condensa sono di solito del tipo a coalescenza oppure ad adsorbenti solidi quali allumina attiva, gel di silice, carbone attivo, borosilicato. Poiché le capacità adsorbenti di tali materiali si riducono con l'uso, occorre procedere a una puntuale manutenzione.

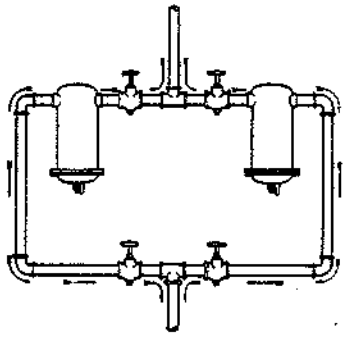


Fig. 38.46 – Installazione in parallelo di due separatori di condensa.

Al fine di assicurare la continuità di esercizio dei macchinari che utilizzano l'aria compressa, conviene installare in parallelo due separatori di fine condensa, di cui uno solo funzionante (fig. 38.46). È consigliabile installare tali separatori il più vicino possibile alle utenze dell'aria compressa, limitando al massimo la raccorderia a valle e prevedendo una valvola a monte per lo smontaggio o la riparazione dei filtri.

Progettazione delle reti di distribuzione

Il calcolo delle perdite di carico nelle tubazioni può essere effettuato applicando la formula:

$$\Delta p = 10^{-4}\,\lambda\,\gamma_a\,\frac{v^2}{2g}\,\frac{L}{D} \qquad (38.11)$$

dove:
Δp = caduta di pressione (bar);
λ = coefficiente di attrito del movimento dell'aria dentro tubi (19);
γ_a = peso dell'unità di volume di aria compressa (kg_f/m^3);
v = velocità media dell'aria (m/s);
D = diametro interno della tubazione (m);
L = lunghezza equivalente della tubazione (m).

Molti progettisti applicano la formula sperimentale:

$$\Delta p = 1{,}6\cdot 10^{8}\,\frac{Q^{1{,}85}\cdot L}{d^{5}\cdot p_o} \qquad (38.12)$$

(19) I valori di λ si possono ricavare con le formule relative al moto dei fluidi in condotte circolari. Qui riportiamo la formula di Bradtke e Brabbée, valida per tubi mediamente scabri e per qualsiasi fluido e quindi anche per l'aria:

$$\lambda = \lambda_c + b/D$$

nella quale λ_c è il coefficiente di attrito per condotti a pareti lisce e $b = 2{,}9\cdot 10^{-5}\cdot Re^{5{,}106}$. Il numero di Reynolds Re si può calcolare con la

$$Re = 66700 \cdot v \cdot D \cdot p_o/[1+0.008\,(t-15)]$$

essendo t(°C) la temperatura dell'aria all'interno della tubazione. La tab. 38.V fornisce valori utilizzabili per la valutazione del coefficiente di attrito λ.

dove, oltre ai simboli noti:
Q = portata d'aria (m^3/min);
d = diametro interno della tubazione (mm);
p_o = pressione iniziale (bar).

La lunghezza L' indicata nelle formule (38.10) e (38.11) comprende le resistenze accidentali dovute a variazioni di sezione e di direzione, valvole, diramazioni, ecc. Com'è noto, si tiene conto di tali perdite localizzate considerando *lunghezze equivalenti* di tubazione, le quali si aggiungono alla lunghezza effettiva dei tubi su cui le resistenze stesse sono localizzate. Le lunghezze equivalenti sono fornite da grafici o tabelle (v. ad esempio la tab. 38.VI). È evidente il vantaggio che deriva da curve di grande raggio e da raccordi senza brusche variazioni di direzione e di sezione.

In pratica, appositi diagrammi (fig. 38.47) forniscono le perdite di carico in funzione della portata d'aria, della pressione di questa, della lunghezza equivalente e del diametro dei tubi.

Valori indicativi per diametri e portate correnti, validi per tubazioni lunghe 100 m e per pressioni di 7 bar, si ricavano dalla tab. 38.VII.

Anche per le reti dell'aria compressa – come già per quelle dell'acqua – è possi-

Tabella 38.V – Valori del coefficiente d'attrito λ_o e del coefficiente b per tubi di acciaio convoglianti aria.

$v\,D\,p_o/[1+0{,}008\,(t-15)]$	Re	λ_o	$b\cdot 10^8$	$v\,D\,p_o/[1+0{,}008\,(t-15)]$	Re	λ_o	$b\cdot 10^8$
0,0450	3 000	0,0440	0,0680	0,90	60 000	0,0202	0,0950
0,0525	3 500	0,0421	0,0695	1,05	70 000	0,0195	0,0965
0,0600	4 000	0,0406	0,0705	1,20	80 000	0,0190	0,0980
0,0675	4 500	0,0393	0,0715	1,35	90 000	0,0184	0,0995
0,0750	5 000	0,0381	0,0720	1,50	100 000	0,0180	0,100
0,0900	6 000	0,0362	0,0740	1,80	120 000	0,0174	1,102
0,105	7 000	0,0348	0,0750	2,10	140 000	0,0168	0,104
0,120	8 000	0,0337	0,0760	2,40	160 000	0,0164	0,106
0,135	9 000	0,0326	0,0770	2,70	180 000	0,0160	0,107
0,150	10 000	0,0313	0,0780	3,00	200 000	0,0156	0,108
0,180	12 000	0,0300	0,0795	3,75	250 000	0,0150	0,111
0,210	14 000	0,0288	0,0810	4,50	300 000	0,0145	0,113
0,240	16 000	0,0278	0,0820	5,25	350 000	0,0141	0,115
0,270	18 000	0,0270	0,0830	6,00	400 000	0,0138	0,116
0,300	20 000	0,0262	0,0840	6,75	450 000	0,0135	0,118
0,375	25 000	0,0248	0,0860	7,50	500 000	0,0132	0,119
0,450	30 000	0,0238	0,0880	9,00	600 000	0,0129	0,122
0,525	35 000	0,0230	0,0895	10,5	700 000	0,0126	0,124
0,600	40 000	0,0222	0,0905	12,0	800 000	0,0123	0,126
0,675	45 000	0,0216	0,0920	13,5	900 000	0,0121	0,127
0,750	50 000	0,0210	0,0930	15,0	1 000 000	0,0119	0,128

Tabella 38.VI – Lunghezze equivalenti di alcune resistenze localizzate sulle reti dell'aria compressa (valori approssimativi per v=5÷15 m/s).

Tipo di resistenza	Lunghezza equivalente in metri di tubo						
	Diametro interno del tubo in mm						
	25	40	50	80	100	125	150
Valvola a flusso avviato	3-6	5-10	7-15	10-25	15-30	20-50	25-60
Valvola a diaframma	1,2	2,0	3,0	4,5	6	8	10
Saracinesca	0,3	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	2,5
Gomito	1,5	2,5	3,5	5	7	10	15
Curva R = d	0,3	0,5	0,6	1,0	1,5	2,0	2,5
Curva R = 2d	0,15	0,25	0,3	0,5	0,8	1,0	1,5
T	2	3	4	7	10	15	20
Riduzione	0,5	0,7	1,0	2,0	2,5	3,5	4,0

bile applicare metodi di dimensionamento basati sul concetto della massima economia totale (v. capitolo 35).

In ogni caso, le velocità dell'aria nelle tubazioni non dovrebbero mai superare i 10÷15 m/s, mentre la perdita di carico massima fra compressore ed estremità della rete dovrebbe risultare contenuta entro 0,5 bar, ivi compresi 0,2 bar perduti nell'essiccatore.

In definitiva, si opera come segue. Punto di partenza è il fabbisogno massimo di aria compressa: si assume come tale la somma dei fabbisogni delle singole utenze, quindi si moltiplica tale somma per un coefficiente di riduzione (minore di 1) – il

Tabella 38.VII – Perdite di carico in tubazioni lunghe 100 m per alcuni valori del diametro e della portata (pressione dell'aria 7 bar).

Diametro del tubo, mm	25	40	55	70	80	90	100
Portata d'aria libera, m³/min	1,5	3	6	10	15	25	36
Caduta di pressione, bar	0,2	0,1	0,09	0,08	0,08	0,08	0,08

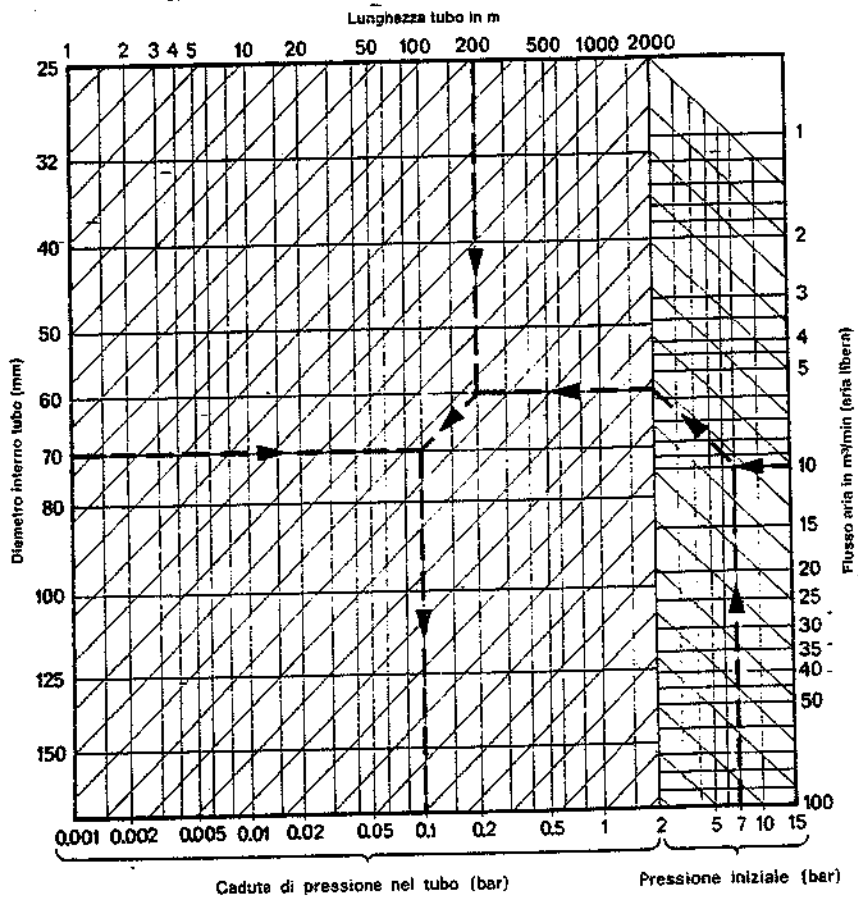


Fig. 38.47 – Nomogramma per la valutazione delle perdite di carico nelle reti dell'aria compressa.

cosiddetto coefficiente di contemporaneità – che tiene conto del fatto che non tutte le utenze dell'aria compressa funzionano contemporaneamente al massimo carico. La tab. 38.VIII fornisce, a titolo indicativo, i consumi di alcune attrezzature pneumatiche di uso corrente nell'industria. In questa fase, si devono considerare le perdite di aria, talvolta notevoli, che si verificano in corrispondenza dei vari servomezzi e di altri punti della rete (20).

(20) Le fughe di aria compressa si verificano nelle valvole di regolazione (riduttori di pressione) installate a monte degli utensili e delle attrezzature pneumatiche, nei raccordi, nelle valvole e così via. Anche in impianti ad esecuzione e manutenzione accurate, difficilmente le perdite sono minori del 12% della portata totale. In molti impianti esse raggiungono il 14÷18% e in alcuni (presse) anche il 30÷35%.

Tabella 38.VIII – Consumi medi di aria compressa allo stato normale di alcune utenze industriali.

Denominazione	Caratteristiche principali	Consumi (l/min)
Avvitatori pneumatici	per viti da 25 a 35 mm	900÷1350
Trapani pneumatici	per fori fino a ϕ 20 in acciaio	900÷1300
Smerigliatrici pneumatiche	mola ϕ 150 x 25 mm	1000÷1500
Sabbiatrici pneumatiche		1000÷1400
Pistole per verniciatura a spruzzo	medie	200÷300
Martelli pneumatici	medio-pesanti	500÷750
Paranchi pneumatici	da 150 a 1500 kg	700÷2000
Sollevatori per autocarri	stazioni di servizio	500÷700

Essendo note le pressioni dell'aria richieste alle utenze, risulta possibile determinare i diametri dei tubi e le perdite di carico nella rete.

Infine, si scelgono il tipo, il numero e le caratteristiche dei compressori.

Quando in uno stabilimento occorre aria compressa a pressioni differenti (ad esempio, a 3 – 7 – 25 bar) è indispensabile tenere separate le varie reti di alimentazione.

Per le pressioni di impiego corrente (7-8 bar) si usano tubi di acciaio commerciali (rivestiti esternamente nel caso in cui vengano interrati).

Per pressioni superiori a 15-16 bar conviene impiegare tubi di qualità e spessori maggiori (ciò anche se i tubi normali sono collaudati a pressioni di 40 bar: infatti, non sempre tali tubi sono di prima scelta ed esenti da difetti, per cui il loro impiego oltre 16 bar può diventare pericoloso).

Almeno nel primo tratto di rete e specialmente quando l'aria proviene da un impianto di essiccazione, conviene rivestire le tubazioni con isolamento antistillicidio.

38.10. BIBLIOGRAFIA

Atlas Copco, *Manuale dell'aria compressa*, Milano, Arti Grafiche Crespi & Occhipinti.
Ingersoll-Rand, *Compressed air and gas data*, Phillipsburg, C.W. Gibbs.
G. Colombo, *Manuale dell'ingegnere*, Milano, Hoepli.
Pneumofore, Robuschi, Hiross Denco, Bea filtri, *Cataloghi tecnici*.

39. Oli minerali

39.1. CLASSIFICAZIONE

La lavorazione, l'immagazzinamento, il trasporto e l'impiego degli oli minerali sono regolati dal decreto ministeriale 31 luglio 1934 ("Approvazione delle norme di sicurezza per la lavorazione, l'immagazzinamento, l'impiego e la vendita di oli minerali, e per il trasporto degli oli stessi") e successive norme integrative.

Tale decreto classifica gli oli minerali in tre categorie:

Categoria A, liquidi i cui vapori possono dare luogo a scoppio: derivati dal petrolio e liquidi aventi un punto d'infiammabilità inferiore a 21°C (petroli greggi per raffinazione, etere di petrolio, benzine); benzolo ed etere solforico;

Categoria B, liquidi infiammabili: petrolio raffinato e liquidi aventi un punto di infiammabilità fra 21°C e 65°C (acqua ragia minerale e alcoli);

Categoria C, liquidi combustibili: oli minerali combustibili; liquidi aventi un punto di infiammabilità da oltre 65°C a 125°C; oli minerali lubrificanti con un punto di infiammabilità superiore a 125°C.

Fra le varie specie di liquidi, è stata definita un'equivalenza numerica: così fra benzina, petrolio, oli combustibili e oli lubrificanti, tale equivalenza è rappresentata rispettivamente dai numeri 1, 10, 40 e 60.

A titolo di esempio, se un deposito contiene 20 m^3 di benzina, 100 m^3 di petrolio, 1000 m^3 di oli combustibili e 2400 m^3 di oli lubrificanti, esso equivale a un deposito di sola benzina della capacità di

$$20 + \frac{100}{10} + \frac{1000}{40} + \frac{2400}{60} = 95 \text{ m}^3$$

Lo stesso decreto 31 luglio 1934 distingue i depositi degli oli minerali in *classi*, in relazione alla natura dei liquidi che contengono, al grado di pericolo che presentano ed alla capacità effettiva dei serbatoi (1).

(1) La capacità effettiva si considera pari al 95% del volume totale nel caso dei serbatoi interrati ed al 90% nel caso dei serbatoi fuori terra.

Categorie A e B (2):

Classe 1ª: Depositi con serbatoi fuori terra o interrati; capacità totale superiore a 3500 m³;
Classe 2ª: Depositi con serbatoi fuori terra o interrati; capacità totale 301÷3500 m³;
Classe 3ª: Depositi con serbatoi fuori terra o interrati; capacità totale 101÷300 m³;
Classe 4ª: Depositi con soli serbatoi interrati; capacità totale 16÷100 m³;
Classe 5ª: Depositi di capacità totale 16÷75 m³ di merce imballata;
Classe 6ª: Serbatoi interrati per distributori di carburanti; capacità fino a 25 m³;
Classe 7ª: Depositi di capacità 2÷15 m³ di merce imballata (benzina).

Categoria C (3):

Classe 8ª: Depositi con serbatoi fuori terra o interrati o magazzini di merce imballata; capacità totale superiore a 1000 m³;
Classe 9ª: Depositi con serbatoi fuori terra o interrati, oppure magazzini di merce imballata; capacità totale 25÷1000 m³;
Classe 10ª: Serbatoi interrati per distributori di carburanti; capacità fino a 15 m³ negli abitati e 25 m³ fuori città.

Se il deposito comprende liquidi di categorie differenti *(deposito misto)*, la potenzialità va equiparata a quella del liquido più pericoloso attraverso l'equivalenza fra le varie specie di liquidi. Il quantitativo risultante individua la classe del deposito.

La normativa sui depositi di oli minerali impone che i dispositivi di sicurezza e degli altri apparecchi, nonché i prodotti innovativi, siano approvati dal ministero dell'interno tramite gli organi centrali del corpo nazionale dei vigili del fuoco (D.M. 24 febbraio 1995).

39.2. MODALITÀ COSTRUTTIVE DEI FABBRICATI E DISTANZE DI SICUREZZA

Il già citato decreto ministeriale detta pure norme sulle modalità costruttive dei fabbricati per stabilimenti e magazzini dove si producono, manipolano o conservano oli minerali.

Tali fabbricati devono essere costruiti con materiali incombustibili e resistenti al fuoco; avere chiusure a saracinesca, a scorrimento o a battenti apribili verso l'esterno; sfiatatoi del tipo a trappola, in basso; aeratori provvisti di griglia metallica, in alto; le soglie (esclusi i locali per oli lubrificanti) vanno innalzate di almeno 20 cm rispetto al pavimento (che può essere costruito in cemento o legno duro non assorbente, ma non in metallo, pietra o bitume).

I vari fabbricati di uno stesso impianto devono essere disposti in modo da consentire un facile isolamento in caso di incendio, il che può ottenersi prevedendo spazi liberi di sufficiente larghezza oppure muri tagliafuoco (4).

(2) Le capacità indicate si riferiscono alla categoria A (benzine); il quantitativo equivalente della categoria B si può calcolare con i numeri 1 e 10.

(3) Le capacità indicate per la categoria C riguardano gli oli combustibili; il quantitativo equivalente di oli lubrificanti si ottiene con i numeri 40 e 60.

(4) Come già detto nel capitolo 37, i muri tagliafuoco devono essere: spessi almeno 26 cm se costruiti in mattoni pieni intonacati o 16 cm se in calcestruzzo; sopraelevati di 50 cm oltre gli sporgenti della copertura; privi di aperture o con aperture protette da porte tagliafuoco a chiusura automatica (figg. 13.38 e X.15).

I depositi di oli minerali devono essere circondati da un recinto in materiale incombustibile, privo di aperture (salvo l'ingresso) e alto almeno 2,50 m sul piano campagna esterno. La distanza minima di fabbricati e serbatoi da tale recinto (nota come *zona di protezione*) dipende dalla classe del deposito ed è riportata nella tab. 39.I. La stessa distanza deve anche intercedere tra serbatoi fuori terra disposti su più linee.

Di norma, in uno stesso impianto, i liquidi delle singole categorie devono essere depositati e travasati in locali distinti per categoria, separati o da una distanza uguale alla metà della *zona di protezione* riferita alla classe del deposito più pericoloso o da muri tagliafuoco.

Infine, il decreto ministeriale sopracitato precisa le distanze che devono intercorrere fra stabilimenti e magazzini di oli minerali ed i fabbricati esterni (cioè situati fuori del recinto di cui si è detto sopra) destinati ad uso di abitazione, servizi pubblici, attività industriali, nonché ferrovie e tranvie (5).

Anche tali distanze (denominate *distanze di rispetto*) sono indicate nella tab. 39.I.

39.3. IMPIANTI ELETTRICI

Le installazioni elettriche e le protezioni contro le scariche atmosferiche attinenti agli impianti in esame richiedono un attento controllo in quanto possono costituire un serio pericolo.

Gli impianti elettrici per illuminazione e forza motrice, inclusi i motori, devono essere del tipo a sicurezza secondo le dettagliate prescrizioni della norma CEI 64-2.

La protezione contro le scariche atmosferiche deve ottemperare alle norme CEI 81-1.

Le linee elettriche aeree non devono passare superiormente ai locali di travaso e di deposito, nonché ai bacini di contenimento di liquidi infiammabili.

39.4. SERBATOI INTERRATI

I *serbatoi interrati (o seminterrati)* sono in genere di acciaio (spessore minimo delle lamiere 5mm) e di forma cilindrica, ad asse orizzontale. Solo per gli oli combustibili ed i lubrificanti sono ammessi serbatoi in cemento armato.

I serbatoi metallici (fig. 39.1) sono solitamente disposti su una platea di ghiaia o meglio sopra selle di cemento armato, ad una profondità tale che la generatrice superiore risulti a non meno di 1m dal terreno soprastante. La terra circostante e sovrastante il serbatoio deve essere stipata a pressione.

La distanza minima tra i serbatoi interrati è di 0,50 m.

Il serbatoio deve essere munito di valvola automatica di pressione e depressione per liquidi delle categorie A e B; semplice tubo di sfogo dei vapori (alto almeno 2,50 m da terra o dalle aperture più vicine) per liquidi della categoria C.

Intorno al passo d'uomo deve essere costruito un pozzetto stagno, coperto da

(5) In particolare, è vietato l'impianto di qualsiasi manufatto a meno di 3 m dal confine con strade nazionali e provinciali, nonché dalla sponda di fiumi e canali navigabili. Rispetto alle ferrovie si deve prevedere una distanza minima di 20 metri (misurata a partire dalla rotaia più vicina).

Tabella 39.1 – Zone di protezione e distanze di rispetto.

Classe del deposito	Caratteristiche degli impianti	Categoria dei liquidi	Zona di protezione (m)	Distanza di rispetto tra i fabbricati esterni e il perimetro dei serbatoi (m)	Distanza di rispetto tra i fabbricati esterni e il perimetro dei magazzini di liquidi e dei locali di travaso (m)
Classe 1[a]	a) Depositi con serbatoi fuori terra; ordinari	Cat. A	20	75	25
		Cat. B	10	50	15
	b) Depositi con serbatoi fuori terra; sicurezza di 3° grado	Cat. A	10	50	25
		Cat. B	5	35	15
	c) Depositi con serbatoi fuori terra, oppure interrati; sicurezza di 2° grado	Cat. A	10	37,50	25
		Cat. B	5	25	15
	d) Depositi con serbatoi interrati; sicurezza di 1° grado	Cat. A	5	25	25
		Cat. B	5	15	15
Classe 2[a]	a) Depositi con serbatoi fuori terra; ordinari	Cat. A	15	60	25
		Cat. B	5	40	15
	b) Depositi con serbatoi fuori terra; sicurezza di 3° grado	Cat. A	10	37,50	25
		Cat. B	5	25	15
	c) Depositi con serbatoi fuori terra, oppure interrati; sicurezza di 2° grado	Cat. A	10	25	25
		Cat. B	5	15	15
	d) Depositi con serbatoi interrati; sicurezza di 1° grado	Cat. A	5	15	25
		Cat. B	5	10	15
Classe 3[a]	a) Depositi con serbatoi fuori terra; ordinari	Cat. A	10	50	15
		Cat. B	5	25	10
	b) Depositi con serbatoi fuori terra; sicurezza di 3° grado	Cat. A	5	15	15
		Cat. B	5	10	10
	c) Depositi con serbatoi fuori terra, oppure interrati; sicurezza di 2° grado	Cat. A	5	10	15
		Cat. B	5	7	10
	d) Depositi con serbatoi interrati; sicurezza di 1° grado	Cat. A	3	5	15
		Cat. B	3	4	10
Classe 4[a]	Depositi con serbatoi interrati; sicurezza di 1° grado	Cat. A e B	2	3	5
Classe 5[a]	Depositi di merce imballata; sicurezza di 2° grado	Cat. A e B	5	–	15
Classe 6[a]	Serbatoi interrati per distributori di benzina e miscele; sicurezza di 1° grado	Cat. A	–	(*)	–
Classe 7[a]	Depositi di merce imballata; sicurezza di 2° grado	Cat. A e B	–	–	
Classe 8[a]	Depositi con serbatoi fuori terra, o interrati, oppure magazzini di merce imballata	Cat. C	3	4	5
Classe 9[a]	Depositi con serbatoi fuori terra, o interrati, oppure magazzini di merce imballata	Cat. C	1,50	2	3
Classe 10[a]	Serbatoi interrati per distributori di residui distillati	Cat. C	–	–	–

(*) Tra il perimetro dei serbatoi di questa classe e gallerie, cavi elettrici, tubi di gas e simili, deve esserci una distanza di almeno 1 m.

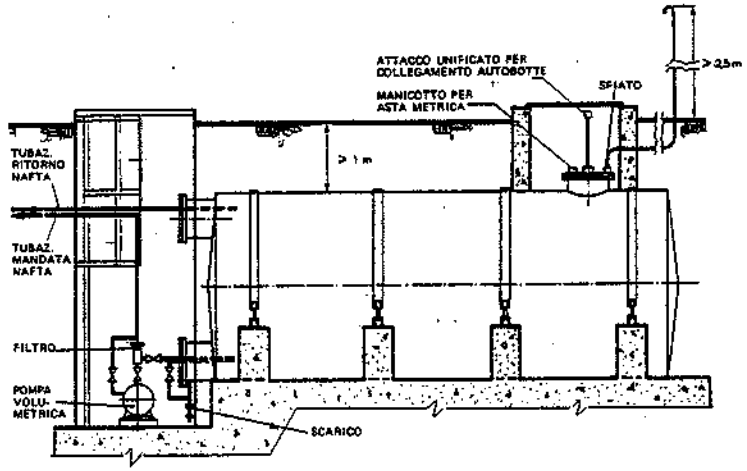


Fig. 39.1 – Esempio di sistemazione di un serbatoio interrato.

chiusino metallico provvisto di serratura a chiave. I bordi del pozzetto devono essere tenuti almeno 10 cm più alti del terreno circostante per evitare le infiltrazioni di acqua.

All'interno dei serbatoi deve essere installata una scala alla marinara per le operazioni di manutenzione.

39.5. SERBATOI FUORI TERRA

La distanza minima fra *serbatoi fuori terra* deve essere uguale alla zona di protezione. Se però i serbatoi stanno su una sola linea, tale distanza può ridursi alla metà: in ogni caso, non deve risultare inferiore a 1,50 m (questo intervallo è da considerare normale per i serbatoi di oli lubrificanti).

I serbatoi fuori terra per liquidi delle categorie A e B, necessariamente di tipo metallico, ad asse verticale, devono avere (fig. 39.2):

– due passi d'uomo, diametralmente opposti, nella parte bassa;

– il tetto a tenuta di vapori, con uno o due passi d'uomo e sfiatatoi con rete metallica;

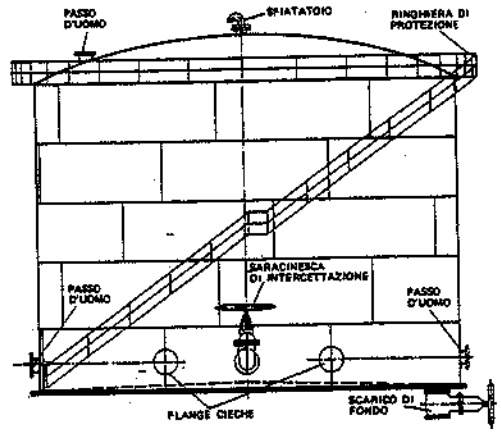


Fig. 39.2 – Serbatoio fuori terra ad asse verticale per oli combustibili. Sovente lo scarico di fondo è realizzato con una curva a 90° e saracinesca installata in un pozzetto esterno al basamento.

- indicatori di livello a trasparenza od a stadia (per capacità > 100m³), accessibili mediante scala metallica e dotati di organi di intercettazione (tali indicatori sono previsti nei serbatoi a tetto fisso; nei serbatoi a tetto mobile, il livello del liquido coincide con la posizione del tetto e viene riportato all'esterno mediante indicatori azionati da rinvii a fune su carrucola);
- le prese per il carico del prodotto; carico che può avvenire dall'alto o dal basso (fig. 39.3);
- la presa per lo scarico del prodotto;
- la messa a terra;
- adeguati dispositivi di sicurezza (v. § 39.6);
- un impianto idrico a pressione per l'irrorazione delle pareti e mezzi di spegnimento adeguati;
- tinteggiatura delle pareti esterne con colori a forte potere riflettente.

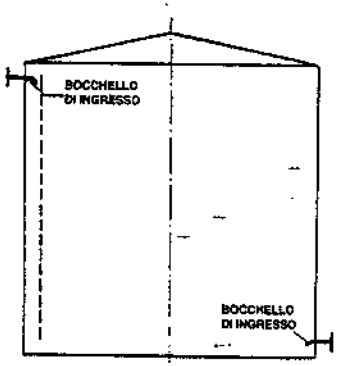


Fig. 39.3 – Prese alternative per il carico del serbatoio.

Sulla parete esterna dei serbatoi viene di solito fissata una scala per l'accesso al tetto, il quale deve essere circondato da una ringhiera di protezione conforme alle vigenti norme antinfortunistiche in materia. I serbatoi a tetto galleggiante sono dotati di una passerella pedonale lungo il perimetro esterno, all'estremità superiore dell'involucro fisso.

Quando i serbatoi sono numerosi, vengono previste passerelle di collegamento fra l'uno e l'altro.

All'interno dei serbatoi può essere installata una scala alla marinara per le operazioni di manutenzione.

I serbatoi fuori terra per liquidi della categoria C sono costruiti in acciaio, cemento armato (previa protezione con vernice epossidica) o altri materiali incombustibili. Hanno forma cilindrica (ad asse verticale od orizzontale) oppure parallelepipeda.

Sia in sede progettativa che di costruzione dei serbatoi, è consigliabile seguire le norme dettagliate emanate in merito dall'*American Petroleum Institute* (API, Standard 650).

Attorno ai serbatoi fuori terra per liquidi delle categorie A, B e C devono essere previsti *bacini di contenimento* (costituiti da argini di terra o da muri), aventi le capacità di seguito indicate:

a) per *liquidi della categoria A:*
- ogni serbatoio avente capacità > 250m³ deve avere un proprio bacino della stessa capacità;
- capacità uguale alla metà di quella complessiva effettiva di non più di sei serbatoi raggruppati in un unico bacino, aventi ciascuno una capacità ≤ 250m³; è prescritta una distanza minima fra i serbatoi di 5m;

b) per *liquidi della categoria B*:
- capacità uguale ad un terzo di quella complessiva (avente volume non superiore a 12.000 m³); la distanza fra i serbatoi varia con la loro capacità da 5m (per serbatoi di capacità ≤ 500 m³) a 10 m;

c) per *oli combustibili e lubrificanti*: non occorrono, di norma, bacini di contenimento, ma l'area su cui sorgono dev'essere recinta da muro o da argine; peraltro, qualora venisse prescritto un bacino, la sua capacità totale dovrebbe essere uguale alla quarta parte di quella complessiva dei serbatoi.

La figura 39.4 evidenzia:
- la distanza *d* fra serbatoi e muri delimitanti i bacini di contenimento;
- l'altezza *h* dei muri o degli argini di contenimento.

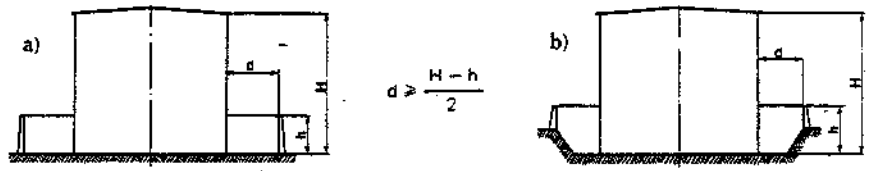


Fig. 39.4 – Correlazione fra altezza dei serbatoi cilindrici ad asse verticale, distanza dai muri dei bacini di contenimento e altezza dei muri stessi: a) serbatoio a piano campagna; b) serbatoio con piano di posa incassato.

Data l'altezza H del serbatoio, i valori di *d* e *h* devono – come minimo – essere tali da soddisfare la condizione:

$$d = \frac{H-h}{2} \qquad (39.1)$$

Poiché gli argini ed i muri dei bacini di contenimento non devono presentare aperture, l'accesso ai bacini avviene mediante scalette fisse di materiale incombustibile.

I tubi ed i canali di scarico delle acque dei bacini di contenimento devono: essere intercettabili mediante saracinesche installate all'esterno dei muri o degli argini delimitanti i bacini stessi; scaricare le acque in una vasca di decantazione.

Le tubazioni convoglianti i fluidi e uscenti dai bacini di contenimento attraversano in genere i muri o gli argini (anziché sorpassarli, per evitare la formazione di bolle d'aria) e devono risultare ispezionabili.

Le fondazioni dei serbatoi cilindrici ad asse verticale (6) sono sopraelevate rispetto al piano campagna per evitare infiltrazioni di acqua piovana; sono realizzate in conglomerato di cemento (con cuscinetto di sabbia superiore) oppure con sabbia e ghiaia ben costipate e trattenute da un anello in calcestruzzo (fig. 39.5).

Le altezze dei serbatoi cilindrici ad asse verticale vengono assunte all'incirca uguali al diametro per basse capacità, mentre nei serbatoi più grandi si assumono altezze minori per limitare le spese di montaggio. Si adottano in genere altezze che consentano l'impiego di un numero intero di lamiere di formato commerciale.

Per il calcolo dello spessore delle lamiere in acciaio utilizzate per costruire tali serbatoi (ormai esclusivamente realizzati con giunzioni saldate) si può applicare la *formula di Amburgo*:

$$s = \frac{\gamma D H}{2000\, k Z} \qquad (39.2)$$

(6) I serbatoi cilindrici ad asse orizzontale oppure parallelepipedi (categoria C) appoggiano in genere su selle o pilastri in cemento armato.

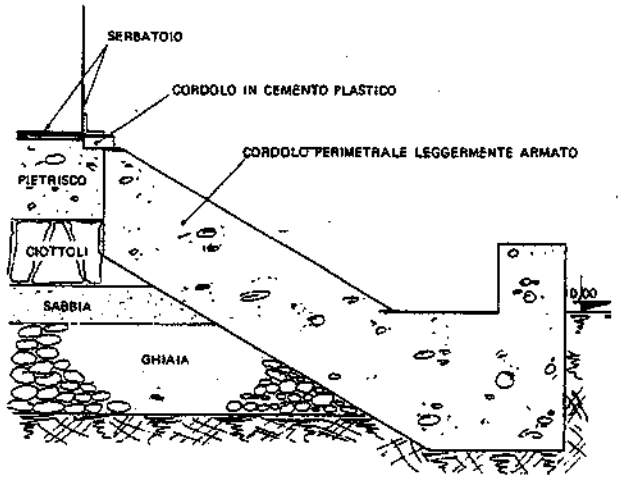


Fig. 39.5 – Esempio di fondazione per serbatoi cilindrici ad asse verticale fuori terra.

dove:
s è lo spessore (cm);
γ il peso specifico del liquido (kg_f/dm^3);
D è il diametro del serbatoio (cm);
H è l'altezza del liquido nel serbatoio sopra la sezione considerata (cm);
k è la massima sollecitazione ammissibile (bar): in genere si assume k = 1200÷1400;
Z è il grado di efficienza delle saldature fra lamiera e lamiera (si assume Z = 0,85 quando si prevedono controlli radiografici).

La formula si applica ad altezze diverse; conseguentemente lo spessore delle lamiere del serbatoio varia da valori minimi nelle parti alte, a valori massimi nelle parti basse, dove la pressione idrostatica del liquido è maggiore.

Lo spessore determinato con la formula di Amburgo deve essere maggiorato nei casi in cui il liquido immagazzinato può intaccare il ferro e quindi ridurre la resistenza meccanica del serbatoio. In linea generale, non si adottano mai lamiere di spessore inferiore a 5 mm per le pareti cilindriche, mentre il tetto viene costruito in lamiera da 3-4-5 mm rispettivamente per serbatoi aventi capacità fino a 100 m^3, fra 100 e 2500 m^3 e oltre i 2500 m^3.

Per il fondo, si adottano lamiere di spessore 7÷10 mm a seconda del diametro del serbatoio.

39.6. DISPOSITIVI DI SICUREZZA

L'immagazzinamento degli oli minerali, ed in particolare delle benzine e delle miscele carburanti, richiede l'adozione di *dispositivi di sicurezza* atti a prevenire i pericoli di incendio e di scoppio.

Per neutralizzare le cause di *incendio* si prevedono:
– sistemi di controllo della temperatura e del livello minimo per i serbatoi riscaldati;

– connessioni a tenuta d'acqua degli accessori installati sul tetto;
– fondo con pendenza verso il centro;
– iniezione dall'alto di schiuma antincendio nei serbatoi con temperatura operativa superiore a 100°C;
– sistemi di raffreddamento dei serbatoi.

Le cause di *esplosione* si neutralizzano o eliminando il contatto dell'aria con il liquido infiammabile (si evita così la formazione di miscele tonanti) o provocando la formazione di una miscela non esplosiva. Fra i sistemi adottati in pratica, ricordiamo i seguenti (atti a garantire livelli di protezione diversi l'uno dall'altro):
a) a tubo di equilibrio;
b) a tetto galleggiante;
c) a valvola automatica di pressione e depressione.

Il sistema a tubo di equilibrio (fig. 39.6) consiste in un tubo metallico, alto almeno 3 m, avente lo scopo di uguagliare la pressione interna dei serbatoi con la pressione atmosferica; tale tubo assume anche una funzione di sicurezza se in corrispondenza del punto di collegamento con il serbatoio e dell'estremità superiore si installano due dispositivi tagliafiamma, di cui la fig. 39.7 fornisce un esempio.

Il sistema con tetto galleggiante (fig. 39.8) è costruito in modo tale che il tetto galleggi sulla superficie del liquido: elimina pertanto lo spazio per il vapore e riduce di molto le perdite di prodotto; il risparmio di spazio e la protezione contro i rischi di incendio fanno preferire questo tipo di serbatoio per i prodotti con bassa temperatura d'infiammabilità.

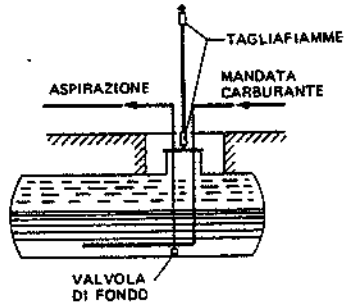


Fig. 39.6 – Dispositivo di sicurezza con tubo di equilibrio e tagliafiamma.

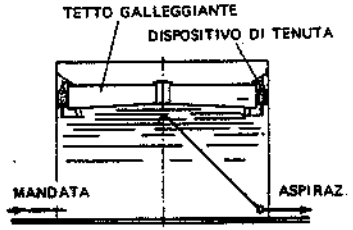


Fig. 39.8 – Dispositivo di sicurezza a tetto galleggiante.

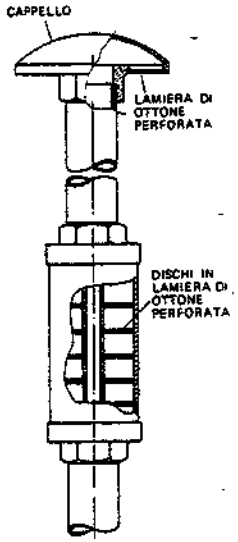


Fig. 39.7 – Tagliafiamma.

Il sistema a valvola automatica di pressione e depressione (fig. 39.9) permette di ridurre la pressione interna del serbatoio nelle ore calde (l'evaporazione della benzina accresce tale pressione) e di ovviare alla depressione che si produce nelle ore fredde: per compensare le pressioni interna/esterna si utilizza normalmente un sistema di "polmonazione" con gas inerte (azoto) od altro gas (metano) che eviti pericolosi ingressi d'aria. Una seconda valvola (detta di respirazione) richiama aria in caso di emergenza (fuori servizio del gas di polmonazione).

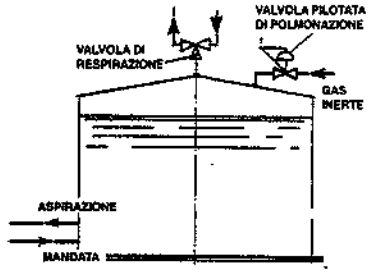


Fig. 39.9 – Dispositivo di sicurezza con valvola automatica di pressione e depressione.

I vari sistemi sopra elencati garantiscono protezioni diverse l'uno dall'altro; inoltre, l'affidabilità protettiva dipende anche dall'essere i serbatoi interrati o fuori terra.

Si definiscono tre gradi di sicurezza e precisamente:
- *sicurezza di 1° grado*: si ottiene interrando i serbatoi e applicando – per la neutralizzazione delle cause di esplosione – il sistema a saturazione;
- *sicurezza di 2° grado*: se i serbatoi sono interrati, è sufficiente dotarli di tubo di equilibrio; se sono fuori terra, si ricorre al sistema a tetto galleggiante;
- *sicurezza di 3° grado*: riguarda i serbatoi fuori terra, dotati di tubo di equilibrio o di valvola automatica di pressione e depressione.

I serbatoi fuori terra per liquidi delle categorie A e B aventi una capacità geometrica superiore a 1500 m^3 devono essere a tetto galleggiante. I serbatoi per liquidi della categoria C hanno sempre il tetto conico fisso.

Negli ambienti dove si eseguono lavorazioni, immagazzinamenti, trasporti od impieghi di oli minerali è obbligatorio:
- proibire di fumare;
- installare mezzi di estinzione portatili e fissi;
- adottare dispositivi di sicurezza per serbatoi, autobotti, distributori, ecc. approvati dal ministero dell'interno.

Spesso, superiormente ai serbatoi fuori terra, si installano uno o più anelli irroratori concentrici, costituiti da tubi forati alimentati dalla rete dell'acqua antincendio: ciò allo scopo di raffreddare i serbatoi quando nei pressi scoppiasse un incendio.

Lo scarico di autobotti e carri ferroviari contenenti liquidi infiammabili della categoria A deve avvenire con il sistema a circuito chiuso, in modo da ottenere il contatto con i vapori del liquido anziché con l'aria. Il circuito chiuso (fig. 39.10) consiste nell'applicazione di un tubo flessibile che, partendo dal fondo del recipiente da vuotare, convoglia la benzina al recipiente da riempire, e di un altro tubo, di diametro più piccolo, che dal secondo recipiente immette l'aria satura di vapori del liquido infiammabile nella parte superiore del primo: si evitano così la formazione di miscele pericolose e la dispersione del liquido; prima di iniziare lo scarico, la cisterna deve essere messa a terra.

Particolari accorgimenti vanno tenuti presenti quando si deve effettuare la bonifica di serbatoi che hanno contenuto oli minerali. Occorre infatti:
- intercettare le linee di adduzione ed estrazione;

- lasciar trascorrere un tempo sufficiente dall'apertura degli accessi;
- bonificare con gas inerte (azoto od aria);
- effettuare prove di esplosività e di presenza di ossigeno (in quantità superiore al 18%);
- prescrivere agli operai che entrano nei serbatoi l'impiego di attrezzi antiscintilla;
- proibire l'uso di scarpe con chiodi di ferro;
- fornire lampade elettriche a sicurezza adeguata alla classe dell'impianto (norma CEI 64-2), con parti metalliche in materiale antiscintilla ed alimentate a tensione non superiore a 24 V mediante batterie o trasformatore di isolamento.

Quando poi all'interno dei serbatoi si deve impiegare la fiamma ossidrica, occorre effettuare un lavaggio delle pareti con acqua a 90°C in pressione e sottoporre le pareti ad un trattamento chimico, provvedendo nello stesso tempo ad estrarre i gas residui mediante eiettori. L'accensione del cannello va fatta all'esterno.

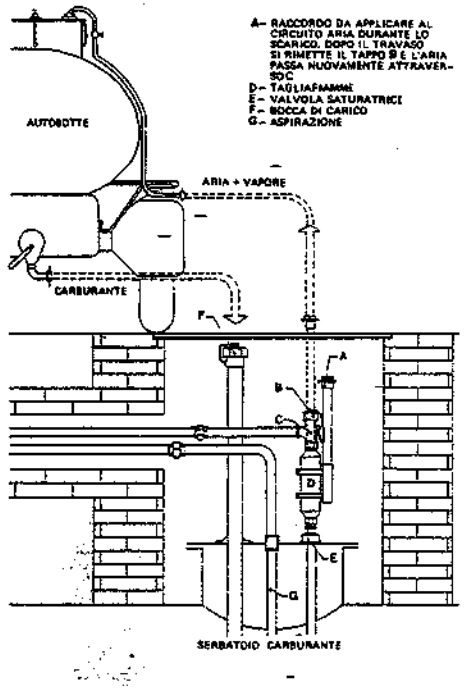


Fig. 39.10 – Dispositivi di sicurezza per il travaso di carburante in circuito chiuso.

È bene far precedere l'accesso di persone all'interno delle cisterne da una perizia chimica e dalla rilevazione, mediante appositi indicatori elettrici, dei livelli di tossicità ed esplosività.

Durante i lavori dentro i serbatoi per combustibili con fiamma e saldatura, è bene praticare aperture di comunicazione con l'esterno, in modo da attivare una corrente d'aria per la fuoriuscita dei gas. Se ciò non è possibile si aspirano i fumi mediante estrattori motorizzati.

39.7. IMMAGAZZINAMENTO E POMPAGGIO DEI COMBUSTIBILI LIQUIDI

I liquidi combustibili (categoria C) più frequentemente impiegati nell'industria sono il gasolio e la nafta. Essi vengono immagazzinati in serbatoi metallici di diverse capacità, interrati, seminterrati o fuori terra. La forma è generalmente cilindrica, ad asse verticale per i serbatoi fuori terra, ad asse orizzontale per gli altri.

La capacità del serbatoio viene scelta non solo in base ai consumi prevedibili nello stabilimento ed alla esigenza di disporre di un'adeguata riserva (7), ma anche in

(7) Per ragioni di sicurezza operativa è consigliabile ripartire tale riserva su più serbatoi.

base al costo al metro cubo utile dei serbatoi. La fig. 39.11 fornisce l'andamento del peso di serbatoi fuori terra ad asse verticale. Come si può rilevare, il peso per-unità di volume dei serbatoi diminuisce rapidamente con l'aumento della capacità degli stessi, ma solo fino intorno ai 2000 m³, dopo di che la diminuzione risulta meno pronunciata.

Quando i serbatoi contengono prodotti petroliferi aventi alta viscosità, si prevede un riscaldamento interno al fine di facilitare il prelievo ed il flusso del liquido nelle tubazioni. Il riscaldamento è ottenuto: nei grandi serbatoi, con serpentini, percorsi da vapore o acqua surriscaldata, installati dentro il serbatoio su uno o più piani orizzontali compresi fra 0,30 m e 1,50 m (fig. 39.12); nei piccoli serbatoi, mediante resistenze elettriche (fig. 39.13). Sul riscaldamento dei combustibili liquidi si ritornerà nel capitolo 43.

Le tubazioni di collegamento fra i serbatoi e le utenze e, più in generale, le linee di distribuzione dei prodotti petroliferi ad alta viscosità, debbono essere riscaldate per facilitare il trasporto dei fluidi: i tubi contenenti i prodotti petroliferi vengono posti a contatto con tubi convoglianti vapore od acqua in temperatura; quindi si effettua una fasciatura dei tubi con materiale coibente particolarmente adatto allo scopo, come lana minerale o di vetro, seguendo i criteri illustrati nel capitolo 33 §5 (fig. 39.14.a).

Il riscaldamento viene previsto sia per le tubazioni di

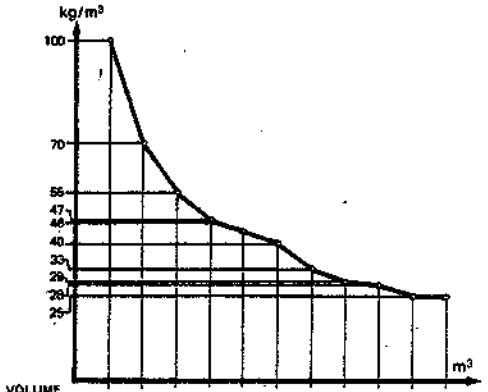


Fig. 39.11 – Peso per unità di volume e caratteristiche specifiche dei serbatoi metallici fuori terra, a forma cilindrica, per liquidi combustibili.

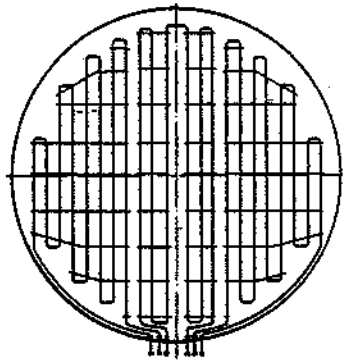


Fig. 39.12 – Serpentino di riscaldamento sistemato sul fondo di un serbatoio per liquidi combustibili.

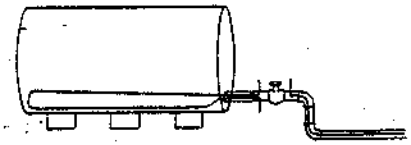


Fig. 39.13 – Installazione di resistenze elettriche per il riscaldamento di liquidi combustibili.

mandata sia per quelle di ritorno dei prodotti petroliferi (8). È invece sconsigliabile il sistema b) della stessa fig. 39.14, consistente nel prevedere il tubo riscaldante interno al tubo della nafta, a causa di possibili inquinamenti reciproci fra i due fluidi.

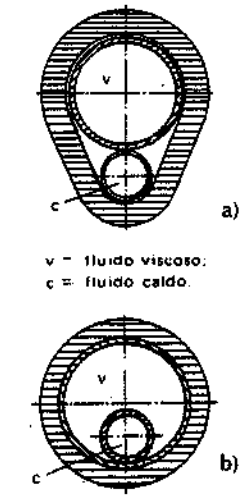
Il pompaggio degli oli combustibili alle utenze è effettuato mediante elettropompe, di solito installate a fianco dei gruppi che presiedono allo scarico delle cisterne.

Le pompe più adatte per il trasferimento dei fluidi viscosi sono del tipo volumetrico ad ingranaggi oppure rotative a disco cavo.

Le prime (fig. 39.15) si impiegano per portate e prevalenze medie e risultano costituite da una coppia di ingranaggi, uno di comando e l'altro condotto, rotanti in senso inverso nell'interno di una carcassa. Il profilo dei denti assicura una linea continua di contatto lungo la circonferenza primitiva.

La portata teorica delle pompe ad ingranaggi dipende dal volume fra i denti, dalla velocità di rotazione, da numero, modulo e lunghezza dei denti. Tale portata teorica è modificata dal rendimento volumetrico η_v che è funzione della precisione dei denti, della tenuta fra gli ingranaggi e la carcassa, della viscosità del fluido e della pressione di esercizio (fig. 39.16).

Per evitare aumenti eccessivi di pressione (conseguenti alla caratteristica porta-



v = fluido viscoso;
c = fluido caldo.

Fig. 39.14 – Riscaldamento di liquidi viscosi mediante tubazioni del vapore o dell'acqua calda: possibili sistemi di installazione e coibentazione.

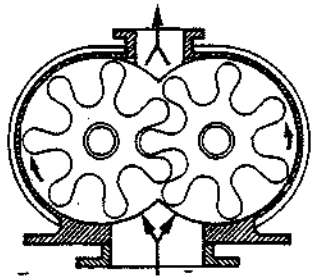


Fig. 39.15 – Schema di una pompa ad ingranaggi.

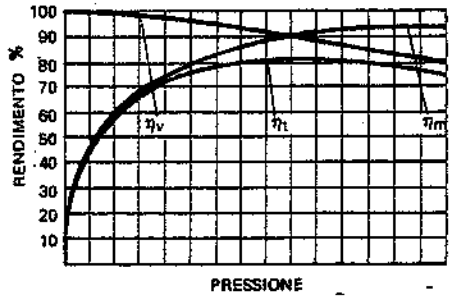


Fig. 39.16 – Curve di rendimento volumetrico, meccanico e totale in funzione della pressione, di una pompa ad ingranaggi.

(8) Il tubo di ritorno serve per evitare sovrappressioni di origine idrodinamica o termica, ovviamente pericolose: fra tubo di mandata e tubo di ritorno si inserisce una valvola di sicurezza tarata alla pressione prestabilita.

ta-prevalenza quasi verticale di queste pompe) si installa una valvola di sicurezza che consente il ritorno del liquido nella condotta di aspirazione.

Ricordiamo due tipi di pompe derivate quasi direttamente dalle pompe ad ingranaggi: le pompe a capsulismi e le pompe a vite. Le pompe a capsulismi (fig. 39.17), note anche come pompe *Roots*, sono costituite da due lobi che ruotano in senso contrario dentro una carcassa situata fra la condotta di aspirazione e quella di mandata. Presentano l'inconveniente di dare luogo ad una portata pulsante, per cui trovano più frequente impiego come soffianti per aria (con prevalenze limitate).

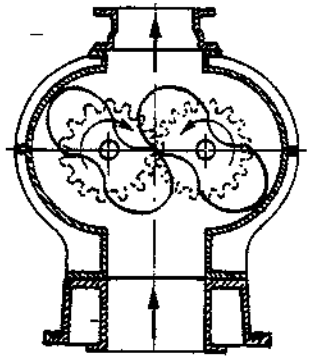


Fig. 39.17 – Pompa a capsulismi o Roots.

Le pompe a vite (fig. 39.18) sono costituite da due o più rotori (di cui uno motore) ad assi paralleli, rotanti in una carcassa. La portata è uniforme e può raggiungere valori elevati (come pure la prevalenza); il funzionamento è silenzioso.

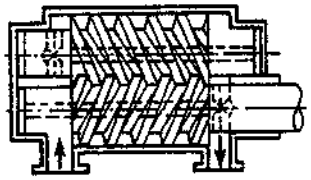


Fig. 39.18 – Pompa a vite o a viti.

Le pompe rotative a disco cavo (fig. 39.19) sono adatte per grandi portate e prevalenze medie; constano essenzialmente di un corpo cilindrico avente una cavità delimitata da due superfici cilindriche coassiali collegate da un diaframma fisso: tale diaframma separa le due aperture di aspirazione e mandata ricavate su una estremità del corpo pompa; nella cavità anulare del corpo è montato un disco cavo avente una fenditura sagomata dentro la quale passa il diaframma. Mettendo in moto l'albero che sopporta il disco cavo, questo, guidato dal diaframma fisso, oscilla mantenendosi sempre tangente alle due superfici cilindriche del corpo e formando tenuta idraulica. Spostandosi il disco, i volumi compresi fra il diaframma e la superficie del disco variano dalle due parti (aspirazione e pompaggio).

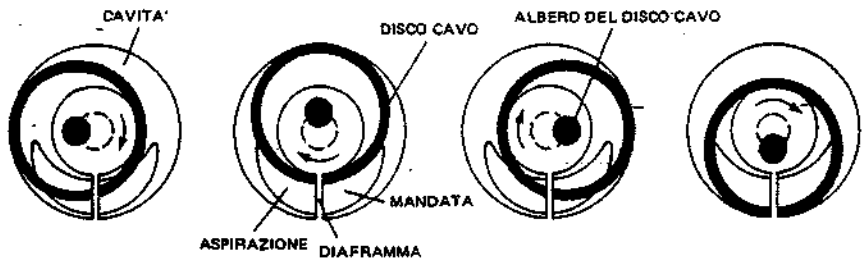


Fig. 39.19 – Rappresentazione schematica del funzionamento delle pompe rotative a disco cavo.

Il movimento del liquido avviene per spostamento di un determinato volume di liquido dalla bocca di aspirazione alla bocca di mandata per ogni giro della pompa: la portata è quindi proporzionale al numero di giri della pompa e non dipende praticamente dalla pressione di esercizio.

Particolare attenzione deve essere rivolta alla posizione delle pompe rispetto ai serbatoi di alimentazione. In proposito si deve infatti rilevare che:

a) la tensione di vapore di liquidi volatili (benzine, solventi, alcoli) e dell'acqua a temperatura elevata (9) deve essere sottratta alla pressione assoluta disponibile, coincidente – nel caso di serbatoi a cielo aperto – con la pressione atmosferica; con riferimento a tale caso, la pressione assoluta in aspirazione viene spesa per (v. capitolo 34 § 3):
   - perdite di carico distribuite e localizzate;
   - sollevamento;
   - tensione di vapore;
   - NPSH richiesto dalla pompa (10).
b) nel caso di liquidi viscosi le perdite di carico nelle tubazioni raggiungono valori molto elevati: ne consegue che la tubazione di aspirazione deve essere il più possibile corta e diritta, nonché dimensionata con larghezza: inoltre, la pompa va installata quanto più possibile in prossimità del serbatoio.

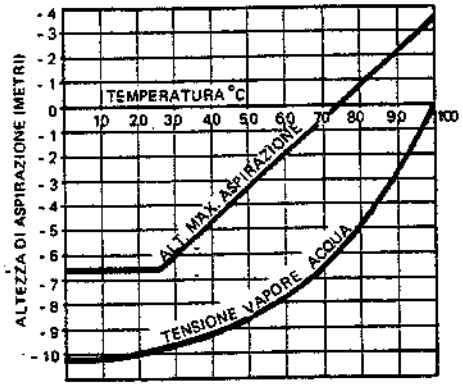


Fig. 39.20 – Altezza massima effettiva di aspirazione dell'acqua al variare della temperatura.

Le case costruttrici di pompe per fluidi forniscono le caratteristiche dei loro modelli in funzione del numero di giri e della visco-

(9) La fig. 39.20 fornisce la massima altezza di aspirazione e la tensione di vapore dell'acqua al variare della temperatura. Si può dire che se l'acqua ha una temperatura superiore a 75°÷80°C, la pompa deve essere installata sotto battente.

(10) Ad esempio, si debba pompare dell'alcool etilico a 70°C, avente un peso specifico di 745 kg_f/m^3 e una tensione di vapore di 9,9 m. Supponiamo che risulti:
- NPSH richiesto dalla pompa: 2,5 m;
- perdita di carico totale: 2,2 m;
- pressione atmosferica (aspirazione da vasca a cielo libero): 10.333/745 = 13,9 m.

Il dislivello H_g fra l'asse della pompa ed il livello del liquido (negativo se la pompa è sotto battente) è dato dalla:

$$13,9 = 9,9 + 2,5 + 2,2 + H_g$$

Risulta pertanto:

$$H_g = -0,7 \text{ m}.$$

Occorre installare la pompa sotto un battente di 0,7 m; in pratica, si aumenta prudenzialmente tale battente di almeno 1 m e pertanto si installa l'asse della pompa a circa 2 m sotto il livello dell'alcool da aspirare.

sità (fig. 39.21) (11). Forniscono inoltre diagrammi (come quello di fig. 39.22) che consentono di determinare il coefficiente di riduzione della portata al variare della viscosità del liquido.

Com'è noto, la potenza assorbita dalle pompe è data dalla

$$(39.3)\quad P = \frac{\gamma Q H}{102\,\eta} = \frac{\gamma^* Q H}{1000\,\eta}$$

dove:

P è la potenza assorbita (kW);

γ è il peso specifico del fluido, (kg_f/m^3); $\gamma^* = N/m^3$;

Q è la portata effettiva (m^3/s);

H è la prevalenza manometrica della pompa (metri), differenza fra le pressioni alle bocche di mandata e di aspirazione;

η è il rendimento totale della pompa.

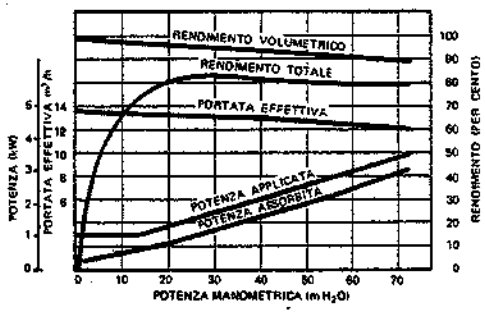


Fig. 39.21 – Curve caratteristiche di una pompa rotativa con velocità di 240 giri/min e fluido avente viscosità di 30°E.

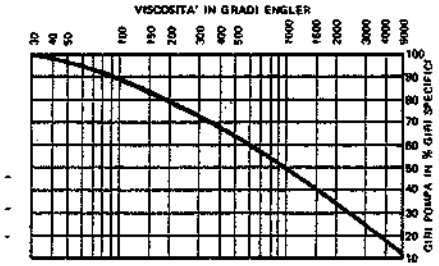


Fig. 39.22 – Coefficiente di riduzione del numero di giri caratteristico di una pompa a disco cavo al variare della viscosità del liquido.

39.8. RETI DI DISTRIBUZIONE DEGLI OLI MINERALI

Passiamo ora ad esaminare le reti di alimentazione degli oli minerali negli stabilimenti.

I tubi utilizzati per tali reti sono del tipo commerciale; le giunzioni sono saldate. Come organi di intercettazione (12) si usano preferibilmente quelli normalizzati ANSI o API, in acciaio, flangiati per diametri ≥ 50 mm (fig. 39.23).

Di solito, le tubazioni sono aeree, sia dentro che fuori dello stabilimento. Mentre all'interno sono sostenute mediante staffaggi, all'esterno appoggiano su pipe-rack metallici oppure su pilastrini di cemento, insieme alle tubazioni del vapore e degli altri fluidi. Quando non è possibile installare le tubazioni fuori terra, si ricorre a cunicoli ispezionabili.

Al fine di ridurre i pericoli di perdite nei locali di lavoro, le reti di distribuzione

(11) Ovviamente, la velocità della pompa è tanto più bassa quanto più elevata è la viscosità del fluido. In pratica, per oliè dense aventi viscosità inferiori a 500÷1000 gradi Engler si adottano pompe aventi una velocità massima di 200 giri al minuto primo, diametro minimo delle tubazioni di attacco 50 mm. Di norma, la portata delle pompe non si assume mai inferiore a 600÷1000 litri/ora. Inoltre, la scelta della pompa deve cadere su quelle aventi grandi sezioni dei passaggi e basso numero di giri: ciò al fine di realizzare movimenti lenti nella pompa e consentire l'entrata del liquido con portata piena.

(12) In campo petrolifero si usano correntemente, per il piping, materiali secondo le norme statunitensi API (American Petroleum Institute) e ANSI (American National Standard Institute).

del gasolio o di altri combustibili pericolosi si installano, per quanto possibile, fuori di tali locali. In questi casi, gli unici tubi interni al fabbricato sono quelli di alimentazione delle singole utenze.

Le reti possono essere del tipo a pettine o a maglie.

Il calcolo della rete va fatto considerando non solo le portate occorrenti, ma anche la viscosità, la quale varia da un tipo di combustibile all'altro e dipende in modo molto sensibile dalla temperatura (13). Infatti, è noto che per liquidi aventi viscosità superiori a 2-7 gradi Engler e per diametri di tubazioni variabili rispettivamente da 25 a 100 mm, il moto può essere considerato laminare. Ciò significa che il moto del liquido avviene per traiettorie parallele alle generatrici della tubazione; la velocità varia da zero (ai bordi del tubo) al valore massimo (in corrispondenza dell'asse del tubo) secondo una curva parabolica.

In tale regime (14) è valida la *legge di Poiseuille*:

$$(39.5)\quad \Delta P = 32\mu\frac{v}{d^2}L = 32\frac{\mu}{\pi}\frac{Q}{d^4}L$$

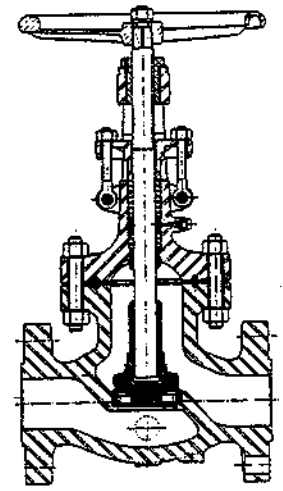


Fig. 39.23 – Valvola a flusso avviato serie ANSI.

(13) La viscosità misura lo sforzo tangenziale occorrente per far scorrere due strati paralleli di fluido aventi la stessa area. Essa varia da un fluido all'altro e con la temperatura: nei liquidi decresce con l'aumentare della temperatura, mentre nei fluidi gassosi aumenta con la temperatura. È evidente, pertanto, a parità di ogni altra condizione, la necessità di dimensionare le tubazioni per fluidi viscosi con larghezza, dal momento che le perdite di carico – come vedremo fra poco – dipendono dalla quarta potenza del diametro e la viscosità aumenta rapidamente con l'abbassarsi della temperatura.

(14) Com'è noto, uno dei criteri per stabilire se il moto di un fluido avviene in regime laminare o turbolento (vale a dire se la velocità media del fluido è rispettivamente inferiore o superiore alla velocità critica) è quello del numero di Reynolds, che per tubi circolari è dato dalla

$$(39.4)\quad Re = \frac{\gamma v d}{\eta g} = \frac{\gamma^* v d}{\mu g}$$

dove:

γ = peso specifico del fluido, in kg_f/m^3; γ^* in N/m^3;

v = velocità media del fluido, in m/s;

d = diametro del tubo, in m;

η = viscosità dinamica del fluido, in $kg_f \cdot s/m^2$; μ in $N \cdot s/m^2 = Pa \cdot s$;

g = accelerazione di gravità, in m/s^2.

Se Re calcolato con la (39.4) è inferiore a 2400÷2500, il moto è laminare; se è superiore il moto è turbolento. Nel primo caso i filetti di fluido scorrono parallelamente all'asse del tubo senza mescolarsi fra di loro; nel secondo caso il moto avviene con turbolenza. Sia al di sotto che al di sopra del punto critico individuato dal numero di Reynolds, le velocità del fluido non sono costanti in una stessa sezione trasversale, ma aumentano dalla parete alla mezzeria del tubo (fig. 39.24): pertanto, nei calcoli delle tubazioni, delle perdite di carico, ecc. ci si riferisce sempre alla velocità media: questa è all'incirca uguale alla metà della velocità massima nel regime laminare, mentre nel regime turbolento si avvicina all'80% della velocità che si registra in corrispondenza dell'asse del tubo. Ricordiamo ancora che il punto critico non dipende soltanto da velocità, peso specifico e viscosità del fluido e dal diametro del tubo (come risulta dall'espressione di Reynolds), ma anche dalla natura e dallo stato della superficie lambita dal fluido.

dove, oltre ai simboli già noti:
ΔP = perdita di carico (Pa);
L = lunghezza del tubo (m);
Q = portata (m^3/s).

Dalla formula di Poiseuille si rileva che in regime di moto laminare (caso del moto di liquidi viscosi nelle tubazioni) le resistenze sono inversamente proporzionali alla quarta potenza del diametro, per cui raddoppiando il diametro le resistenze al moto si riducono a 1/16 ovvero, a parità di portata e pressione, si può pompare il fluido ad una distanza 16 volte maggiore. Sempre dalla formula di Poiseuille si rileva che le perdite di carico di un liquido in moto laminare, oltre ad essere proporzionali alla portata ed alla lunghezza della tubazione, sono anche proporzionali alla viscosità del liquido. Si constata inoltre che, nel regime di Poiseuille, la perdita di carico è proporzionale alla velocità media e inversamente proporzionale al quadrato del diametro.

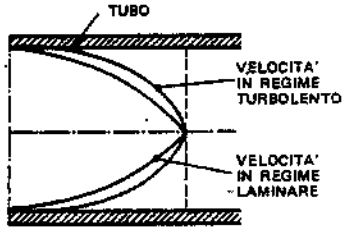


Fig. 39.24 – Andamento della velocità in un tubo in condizioni di moto turbolento o laminare.

In pratica, si adottano i seguenti valori della velocità dei prodotti petroliferi nelle reti di distribuzione, correlandoli al diametro dei tubi:
* in aspirazione: fino a DN 50: 0,3÷0,6 m/s
da DN 75 a 150: 0,6÷1,0 m/s
da DN 200 a 250: 0,8÷1,5 m/s
oltre DN 300: 0,9÷3,0 m/s
* in mandata: fino a DN 50: 0,6÷1,2 m/s
da DN 75 a 150: 1,0÷2,4 m/s
da DN 200 a 250: 1,5÷3,5 m/s
oltre DN 300: 2,4÷5,0 m/s.

Appositi grafici o tabelle forniscono la viscosità degli oli combustibili alle diverse temperature (fig. 39.25); altri (fig. 39.26) consentono di convertire la misura della viscosità fra le varie unità adottate in pratica; altri ancora (fig. 39.27) facilitano la determinazione delle perdite di carico nelle tubazioni.

Note che siano la portata e la viscosità del liquido corrispondente alla sua temperatura minima in rete, si determina il diametro da assegnare alle tubazioni. Le perdite di carico conseguenti non dovrebbero superare 0,2÷0,5 bar per ogni 100 m di tubazione.

Lungo la rete, e specialmente nei punti bassi, si devono prevedere dei ti con tappo filettato per eventuali attacchi di altre derivazioni e per il recupero (15) dei liquidi combustibili in essa contenuti. Occorre pure installare, in posizioni opportune, valvole di sfiato per lo scarico dell'aria dalle tubazioni.

Nella posa in opera delle tubazioni si deve evitare, per quanto possibile, la formazione di sifoni, nei quali si raccoglierebbero sacche d'aria.

La fig. 39.28 riporta alcuni accorgimenti da tenere presenti nel montaggio delle reti. L'esempio a) si riferisce appunto alla raccomandazione relativa alla formazione di sifoni. Il caso b) evidenzia l'opportunità che la tubazione di aspirazione della

(15) Tale recupero deve essere visto non solo in funzione economica, ma anche antincendio ed ecologica.

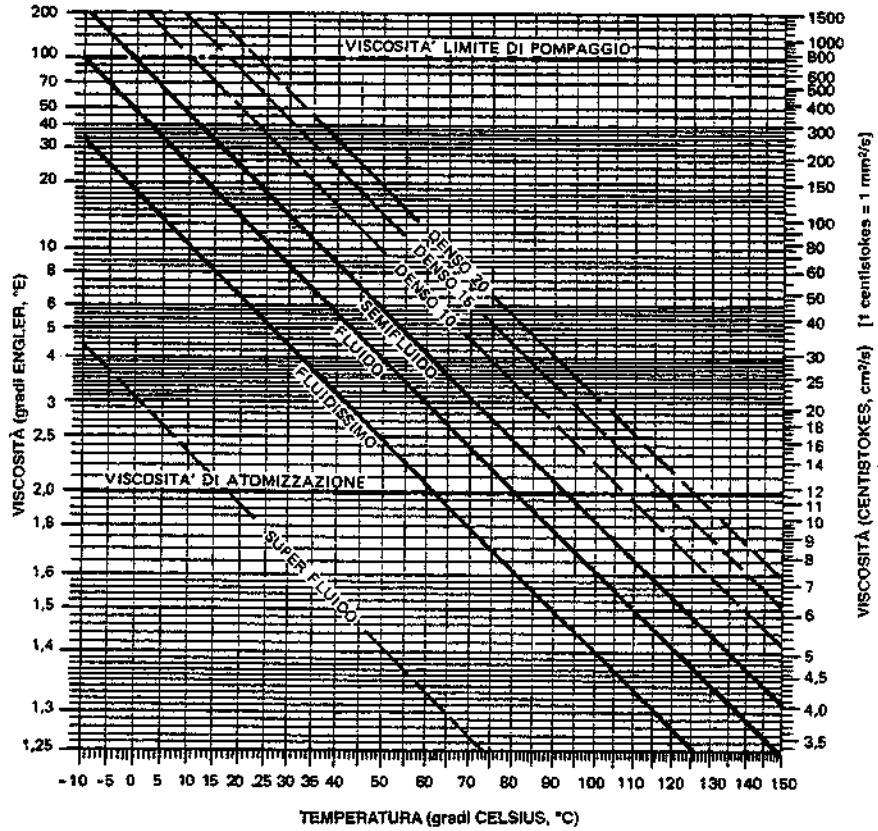


Fig. 39.25 – Viscosità in funzione della temperatura di oli combustibili classificati secondo il "Regolamento per l'esecuzione della legge 13 luglio 1966, n. 615".

pompa abbia sempre una pendenza verso il serbatoio: ciò al fine di evitare sifoni e di consentire lo svuotamento della tubazione per gravità. L'esempio c) indica che la tubazione di aspirazione sotto battente deve essere orizzontale per un tratto il più lungo possibile, al fine di facilitare l'adescamento della pompa.

Analogamente a quanto si fa a monte e a valle delle pompe centrifughe per acqua, è consigliabile prevedere sulla mandata un manometro e sulla aspirazione un vuotometro, l'uno e l'altro collegati alle tubazioni mediante raccordi con rubinetto di intercettazione. La portata del fluido è misurata da appositi contatori, generalmente volumetrici.

Trattandosi di liquidi viscosi non è opportuno prevedere la valvola di fondo sulla tubazione aspirante per non aumentare le resistenze al moto.

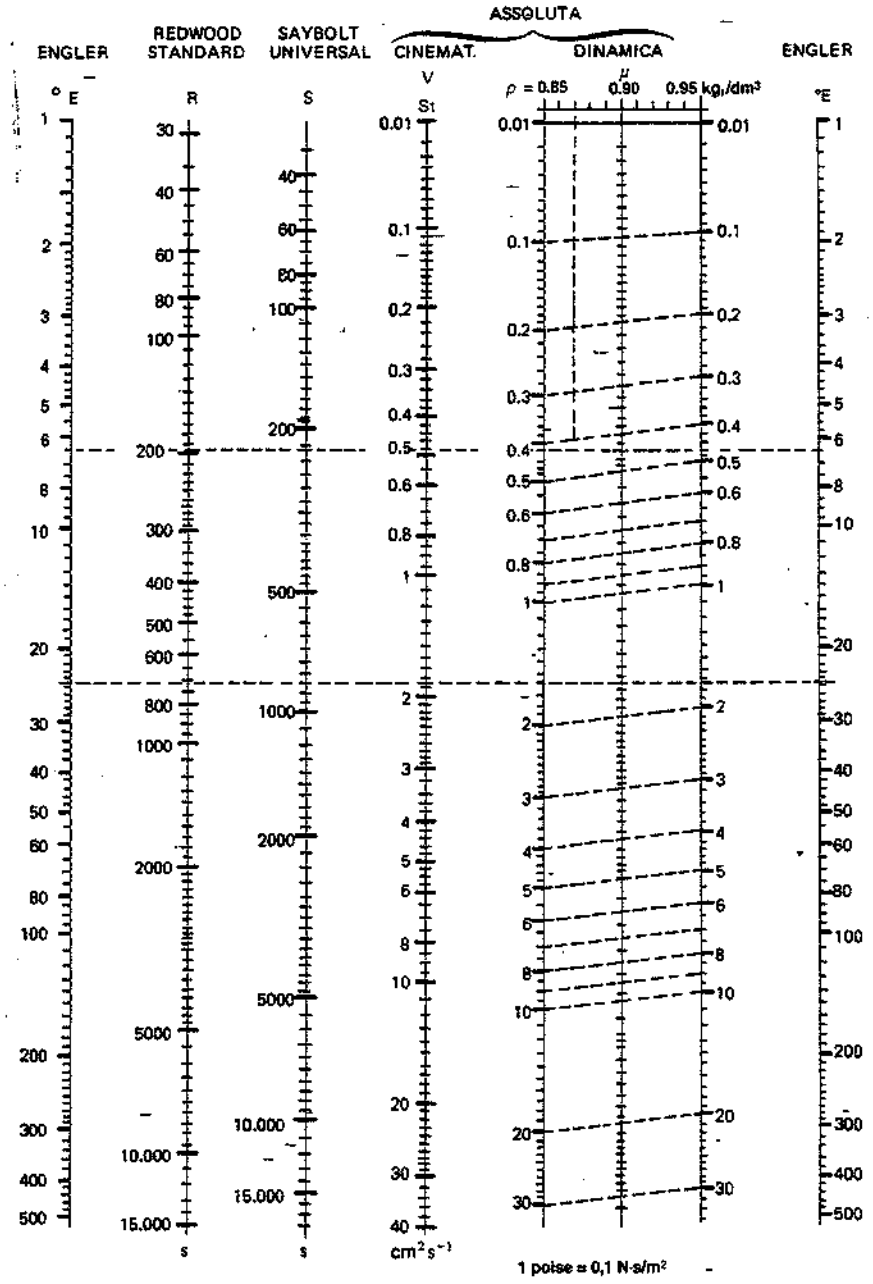


Fig. 39.26 – Conversione delle viscosità degli oli combustibili.

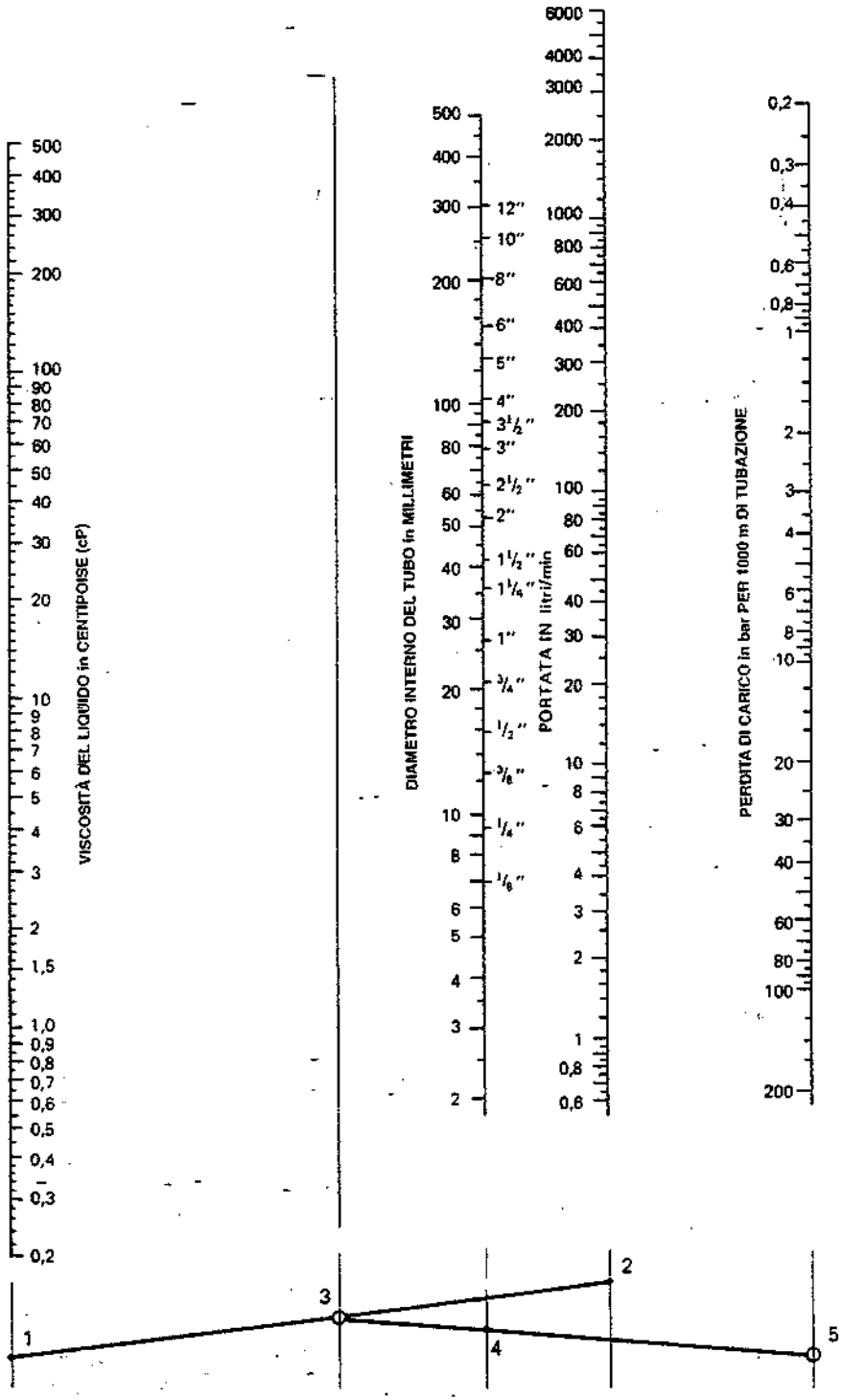


Fig. 39.27 – Perdite di carico per liquidi viscosi in moto laminare dentro tubazioni.

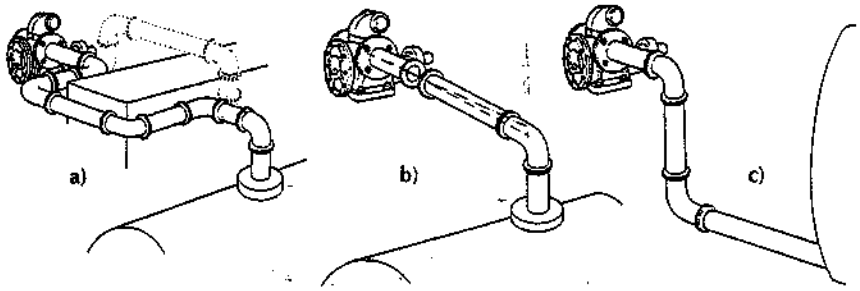


Fig. 39.28 – Alcuni suggerimenti per l'installazione delle reti per oli combustibili.

Sovente si inseriscono nella rete appositi filtri in rete metallica o simili (fig. 39.29): è buona norma installare tali filtri sulla tubazione di aspirazione della pompa, così da proteggerla da impurità e corpi estranei eventualmente contenuti nel fluido trasportato. Molto usati sono i filtri a cestello (fig. 39.30), i quali consentono l'estrazione delle impurità filtrate senza dover smontare le tubazioni. In ogni caso, i filtri per liquidi viscosi devono avere ampia superficie e maglie larghe per ridurre al minimo le resistenze al moto.

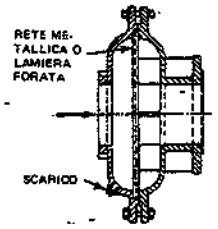


Fig. 39.29 – Filtro a disco.

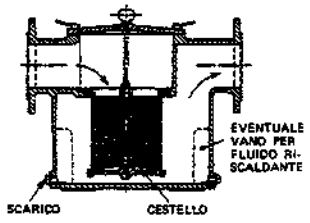


Fig. 39.30 – Filtro a cestello.

In alcuni casi risulta opportuno prevedere, vicino alle utenze principali, un serbatoio di riserva che assicuri un periodo di funzionamento degli impianti anche quando, per un motivo qualsiasi, venga a mancare l'alimentazione dai serbatoi principali.

Le prove di collaudo devono essere particolarmente accurate al fine di individuare tutte le imperfezioni delle saldature ed i difetti delle tubazioni. Infatti, l'eliminazione di tali carenze risulta pericolosa se effettuata quando nella rete è già stato introdotto il fluido.

39.9. BIBLIOGRAFIA

G. Pastonesi, *Elementi di calcolo per macchinario di impianti chimici*, Milano, Ed. Mursia.

Officine Meccaniche Gallaratesi, *Cataloghi tecnici*.

40. Servomezzi gassosi

40.1. OSSIGENO

Il fabbisogno di ossigeno degli stabilimenti industriali può essere soddisfatto:

- installando dentro il recinto dello stabilimento una vera e propria centrale di produzione;
- mediante collegamento, con apposita tubazione interrata, a una centrale di produzione esterna;
- realizzando un deposito di ossigeno liquido tramite serbatoi criogenici ove il liquido è conservato a circa 90 K (–183°C); all'atto dell'utilizzazione, l'ossigeno liquido viene convertito allo stato gassoso per mezzo di un dispositivo denominato vaporizzatore (fig. 40.1): il funzionamento degli "evaporatori freddi" è completamente automatico e garantisce una erogazione di gas in funzione della richiesta;
- mediante bombole contenenti ossigeno allo stato gassoso, compresso sino a 200 bar; generalmente tali bombole arrivano allo stabilimento disposte su telai metallici, i quali costituiscono delle unità di carico di facile movimentazione (fig. 40.2); esse vengono disposte dentro un apposito locale di deposito e collegate ad un dispositivo di riduzione e regolazione, dal quale si diparte la rete di alimentazione alle utenze; anziché su telai, le bombole possono essere sistemate su appositi "carri bombolai";
- nel caso di poche utenze caratterizzate da consumi limitati, si dispongono

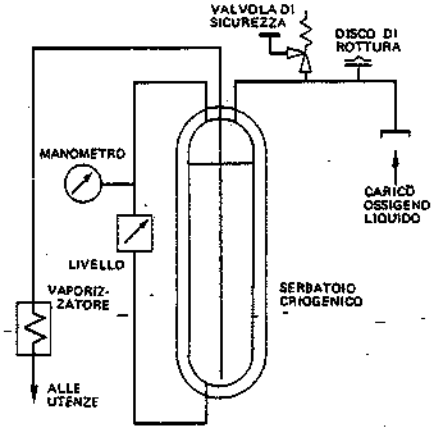


Fig. 40.1 – Schema di impianto di stoccaggio e vaporizzazione di ossigeno liquido.

una o più bombole in prossimità delle utenze stesse, ma possibilmente all'esterno dell'ambiente di lavoro.

È noto il pericolo costituito dall'ossigeno allorquando la velocità e la pressione dello stesso nelle tubazioni di acciaio raggiungono valori troppo alti: in tali condizioni, gli urti e gli attriti delle particelle sospese nell'ossigeno possono provocare scintille che innescano incendi. È pertanto consigliabile non superare velocità dell'ossigeno nelle tubazioni di 25 m/s per pressioni fino a 20 bar (1).

Sempre per motivi di sicurezza le reti di distribuzione negli stabilimenti industriali sono costituite da tubazioni di diametro non superiore a 50÷75 mm; per portate elevate, è preferibile adottare più tubazioni in parallelo.

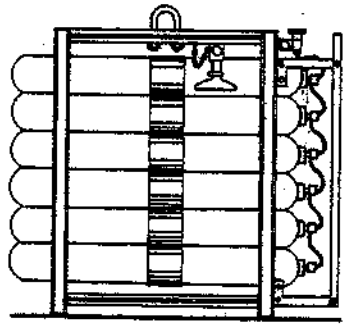


Fig. 40.2 – Unità di carico costituita da bombole contenenti ossigeno, con valvole di collegamento alla rete di alimentazione.

Essendo note pressioni e velocità dell'ossigeno, nonché la portata occorrente alle varie utenze, è possibile determinare il diametro delle tubazioni.

Riportiamo una formula frequentemente adottata per tale calcolo:

(40.1) $$D^2 = 353{,}5\frac{Q}{PV}$$

dove:

D = diametro interno (mm);
Q = portata riferita alla pressione atmosferica (m³/ora);
P = pressione assoluta (bar);
V = velocità (m/s).

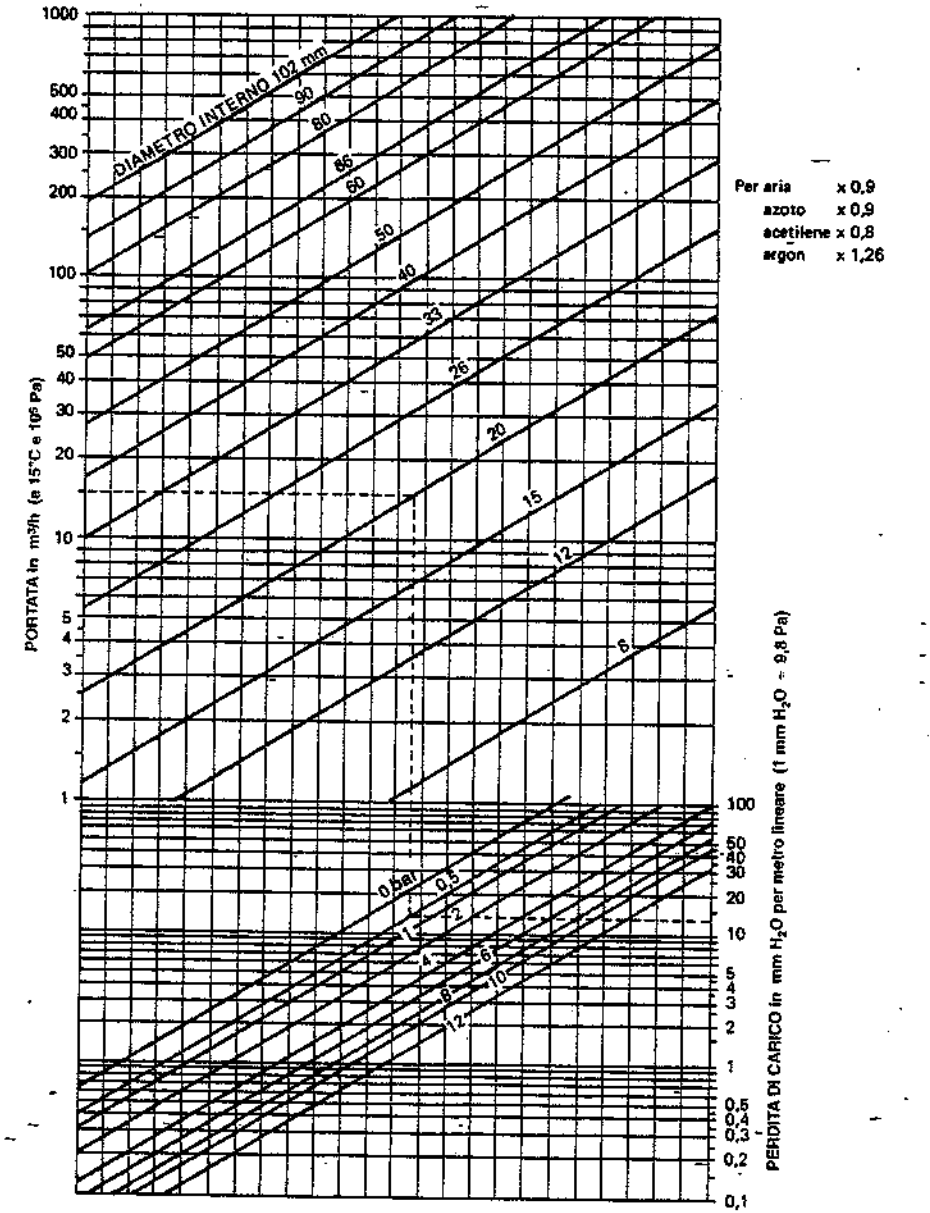
Sono pure utilizzati diagrammi (fig. 40.3) che consentono di determinare le perdite di carico nelle tubazioni in funzione della portata e della pressione dell'ossigeno. Sono inoltre disponibili diagrammi o tabelle con l'indicazione delle perdite di carico dovute a curve, valvole, ecc., in funzione del diametro, della portata e della pressione oppure delle corrispondenti lunghezze equivalenti (tab. 40.I).

L'alimentazione dell'ossigeno dal deposito o dall'impianto di produzione alle utenze dello stabilimento avviene mediante tubazioni di acciaio senza saldatura (serie pesante), preferibilmente installate fuori terra e all'esterno del fabbricato. Ove si debbano interrare, le tubazioni vengono disposte dentro altri tubi di diametro maggiore protetti esternamente con rivestimento anticorrosivo e protezione catodica oppure dentro strutture resistenti (cunicoli in cemento armato o simili).

Le tubazioni dell'ossigeno non devono essere disposte vicino a tubazioni di com-

(1) A titolo orientativo, riportiamo di seguito i valori delle pressioni di distribuzione da adottare in funzione delle principali applicazioni:

	Ossigeno (bar)	Acetilene (bar)
Saldatura, riscaldo e taglio di spessori di acciaio fino a 20 mm	4÷ 5	0,3÷0,4
Taglio di spessori di acciaio fino a 150 mm	8÷10	0,5÷0,8
Taglio di spessori di acciaio oltre 150 mm e fino a 300 mm	12÷15	0,5÷0,8
Affinazione forni elettrici (portata 800 m³/h)	10÷12	–
Convertitori A.O.D. (2700 m³/h)	18	–



Esempio: per 15 m³/h, Ø 20 mm, pressione 0,5 bar, la perdita di carico è:
13 mm/m nel caso dell'ossigeno; 13 · 0,8 = 0,4 mm/m per l'acetilene.

Fig. 40.3 – Abaco per la determinazione delle perdite di carico nei tubi dell'ossigeno.

bustibile di qualsiasi genere o di liquidi ad alta temperatura. Vengono installate con una certa pendenza (0,2÷0,3% nel senso del moto del gas).

Le giunzioni delle tubazioni sono di solito realizzate mediante saldatura e devono essere eseguite con la massima cura, al fine di evitare che protuberanze e spessori di saldatura all'interno delle tubazioni costituiscano resistenze e attriti al flusso del gas (2).

Le curve devono avere un raggio minimo superiore a 5 volte il diametro. Come organi di intercetazione si usano di solito rubinetti a maschio (fig. 32.62) con tenuta metallica o in teflon.

Tabella 40.I – Lunghezze equivalenti di resistenze accidentali.

Diametro nominale interno mm	Restringimento brusco m	Curva R > 5 D m	Valvola m
25	0,5	0,2	0,3
50	1,0	0,4	0,6
80	1,7	0,6	1,1
100	2,1	0,8	1,5
125	2,6	1,1	1,9
150	3,5	1,3	2,1
200	5,0	1,9	3,0
250	6,5	2,5	4,0
300	8,0	3,2	5,0

L'intero circuito e in particolare le valvole, prima di entrare in esercizio devono essere puliti, anche mediante lavaggi con detergenti o solventi (ad esempio, trielina) curando successivamente la completa eliminazione degli stessi: tale pulizia deve rimuovere ogni traccia di grasso, che – a contatto con l'ossigeno – si incendierebbe.

La rete di stabilimento può essere a maglie oppure a pettine (fig. 40.4). Com'è ovvio, il primo tipo di rete assicura meglio del secondo la continuità operativa e l'equilibratura delle pressioni; la rete a pettine però offre maggiore sicurezza in occasione di interventi manutentivi, riparazioni, allacciamenti di nuove utenze.

Come già per le altre reti, si installano supporti a distanze opportune, in modo da evitare flessioni e vibrazioni delle tubazioni. Nel caso delle tubazioni installate sopra la copertura, gli appoggi sono costituiti da apposite selle.

In corrispondenza della centrale di alimentazione, delle diramazioni più importanti e delle "discese" alle utenze è opportuno prevedere dei tronchi di tubazione, cosiddetti *tagliafuoco*, costituiti da tratti di tubo di rame rosso o di acciaio inossidabile, lunghi almeno 2 m, e dispositivi di sicurezza contro le sovrappressioni.

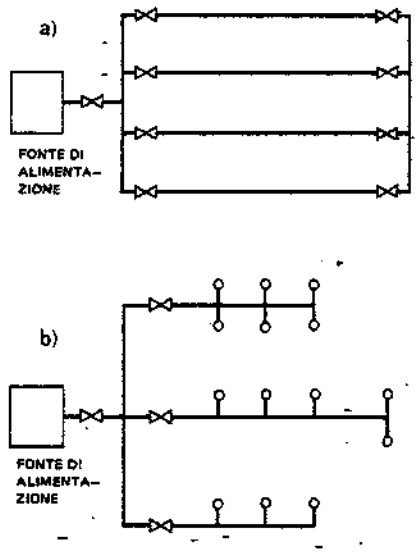


Fig. 40.4 – Schemi di reti di distribuzione dell'ossigeno: a) a maglie; b) a pettine (più frequentemente adottata).

(2) Il collaudo delle reti di distribuzione dell'ossigeno deve essere particolarmente accurato ed eseguito ad una pressione 1,5 volte superiore a quella massima di esercizio: di solito, è effettuato con acqua e tutte le saldature vengono radiografate.

Le tubazioni di collegamento fra la rete principale e le utenze sono realizzate come raffigurato nella fig. 40.5: devono cioè partire dalla parte superiore della tubazione principale ed essere dotate di una valvola e di indicazione che si tratta di ossigeno.

La tab. 40.II fornisce alcuni diametri e spessori consigliati per le tubazioni di alimentazione delle utenze, in funzione della portata.

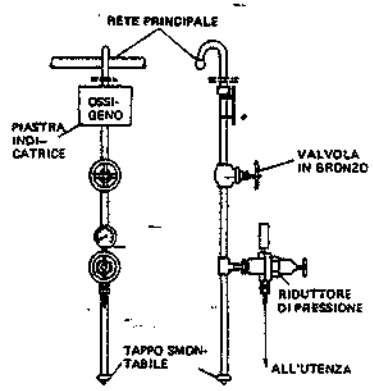


Fig. 40.5 – Derivazione dell'ossigeno dalla rete principale alle utenze.

40.2. ACETILENE

L'acetilene può essere alimentato da un generatore oppure da bombole o ancora da una rete esterna, con o senza l'interposizione di gassometri (3).

Circa le tubazioni di alimentazione del gas allo stabilimento, valgono le stesse considerazioni fatte per l'ossigeno.

Tabella 40.II – Diametri delle tubazioni (di acciaio) per l'alimentazione dell'ossigeno alle utenze.

Portata di ossigeno (m^3/h)	Pressione effettiva alla portata massima (bar)	Dimensione della discesa (mm)
0 - 125	10	21,3 x 3,25
100 - 750	12	42,4 x 4,05
500 - 2000	15	60,3 x 4,50

Lungo le reti di distribuzione sono installati dispositivi atti a prevenire esplosioni (detti anche tagliafiamma), di cui la fig. 40.7 fornisce uno schema, nonché dispositivi di sicurezza contro le sovrappressioni (fig. 40.8).

La rete viene generalmente installata fuori terra ed all'esterno dei fabbricati.

(3) I gassometri di tipo tradizionale (fig. 40.6) sono costituiti da una campana cilindrica con calotta sferica in alto e aperta in basso, immersa e guidata dentro un serbatoio (di acciaio o di cemento armato) pieno d'acqua ed avente dimensioni atte a contenere la campana stessa. L'acqua ha funzione di elemento di tenuta e impedisce ogni comunicazione fra l'interno della campana e l'aria esterna. Quando il volume del gas aumenta, la campana si solleva fino al livello massimo, in corrispondenza del quale un apposito dispositivo interrompe l'arrivo del gas. Per contro, se il prelievo di gas è maggiore della quantità in arrivo, la campana discende fino ad entrare completamente nel serbatoio ed un altro dispositivo interrompe il prelievo del gas. I gassometri (a volume variabile e pressione costante) sono utilizzati come polmone fra la rete di alimentazione principale di un gas (ad esempio, officina di produzione di gas combustibile) e la rete di distribuzione alle utenze: essi sopperiscono alle variazioni dei fabbisogni delle utenze, alle irregolarità della produzione, alle temporanee insufficienze di alimentazione. Per motivi di sicurezza (nei confronti del pericolo di scoppio) si devono applicare precise disposizioni che impongono distanze minime fra i gassometri; inoltre, è necessario prevedere un impianto antincendio attorno all'area occupata da tali serbatoi.

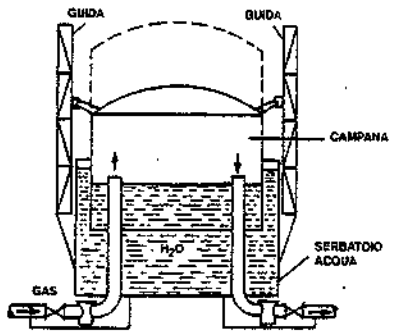


Fig. 40.6 – Schema di un gassometro ad acqua.

Fig. 40.7 – Dispositivo di arresto esplosione.

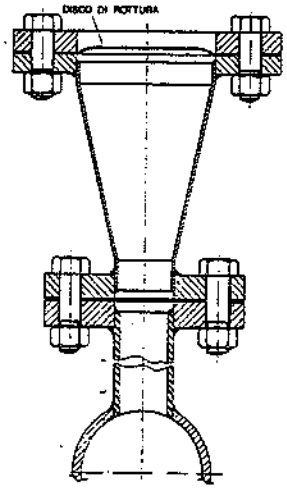


Fig. 40.8 – Dispositivo di sicurezza per reti dell'acetilene.

La fig. 40.9 consente di valutare le perdite di carico nei tubi in funzione della portata e della pressione.

La pressione massima dell'acetilene nelle bombole è fissata dalle norme vigenti in 15 bar a 15°C. È consentito di raggiungere una pressione massima di 25 bar all'uscita del compressore durante la fase di riempimento.

Le bombole di acetilene hanno caratteristiche del tutto particolari, che le differenziano dalle bombole impiegate per altri gas compressi e liquefatti. L'acetilene, infatti, è contenuto nelle bombole sotto forma di soluzione gassosa in un solvente, generalmente acetone (acetilene disciolto) (4). Ciò è dovuto alle particolari caratteristiche del gas acetilene che, allo stato gassoso compresso, può facilmente decomporsi esotermicamente in modo violento se sollecitato da inneschi quali punti caldi, urti, scariche elettriche, ritorni di fiamma.

Allo scopo di:

- favorire lo scioglimento dell'acetilene nel solvente durante la fase di carica delle bombole;
- facilitare la successiva liberazione del gas durante la fase di utilizzo;
- evitare la presenza di volumi liberi contenenti acetilene compresso e quindi instabile, le bombole di acetilene sono completamente riempite con un materiale spugnoso chiamato materia porosa.

Esistono diversi tipi di materia porosa, le cui caratteristiche devono soddisfare ad alcuni requisiti principali e cioè: mantenersi stabili nel tempo; non produrre reazioni

(4) La solubilità dell'acetilene nell'acetone a 15°C e per una pressione massima di 15 bar, è di 24 volumi di acetilene per ogni volume di acetone e per ogni bar di pressione.

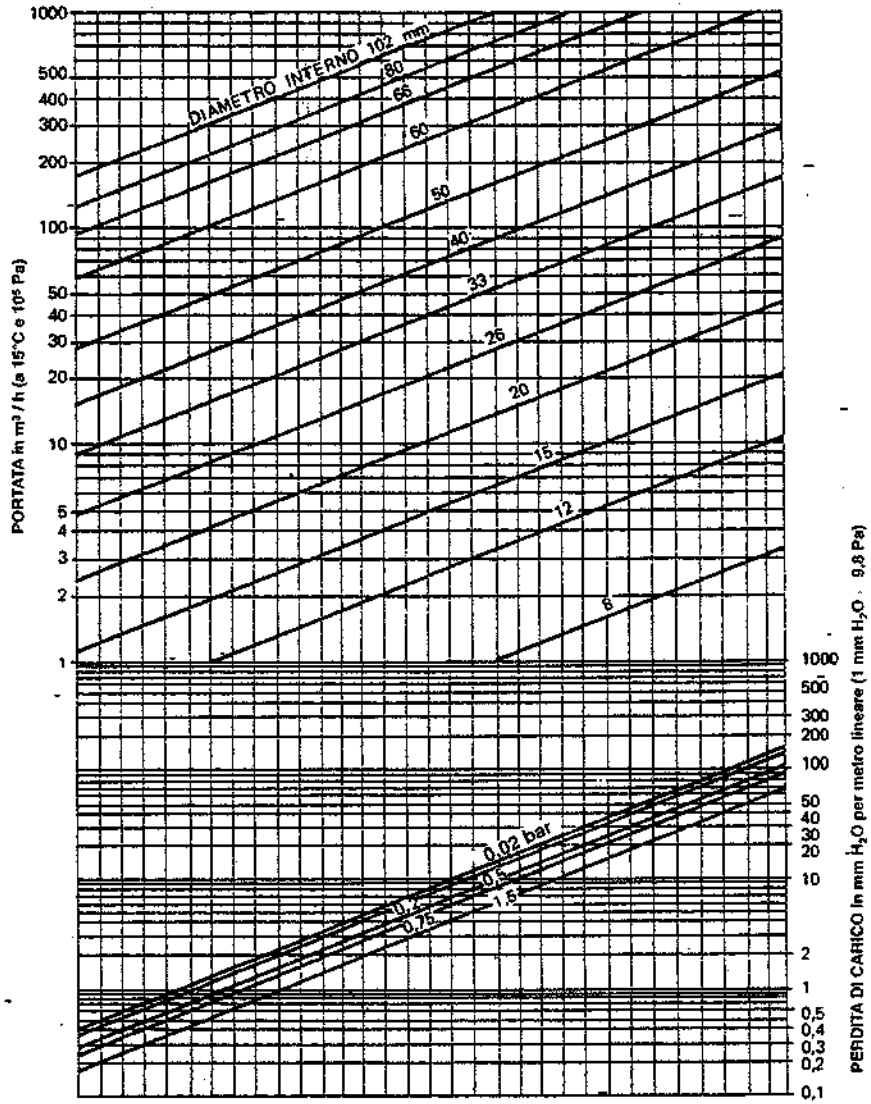


Fig. 40.9 – Abaco per la determinazione delle perdite di carico nei tubi dell'acetilene.

con il metallo delle bombole né con l'acetilene o il solvente; sopportare e neutralizzare gli effetti di una decomposizione del gas innescata da cause accidentali. Le materie porose sono generalmente di tipo monolitico, costituite da silicati ad alta porosità (fino al 92%), con struttura microporosa ed elevate caratteristiche meccaniche.

È evidente che, a parità di capacità geometrica, si può immagazzinare tanto più acetilene quanto più elevata è la porosità della materia porosa.

Le norme per l'accettazione ed il collaudo delle bombole di acetilene e materia porosa sono raccolte nella norma internazionale I.S.O. 3807 del 7 aprile 1977.

Il contenuto di acetilene nelle bombole si determina per pesata.

40.3. MAGAZZINI DI OSSIGENO E ACETILENE

I magazzini delle bombole dell'ossigeno e dell'acetilene devono essere costruiti in materiali incombustibili e risultare ben ventilati (per l'acetilene occorre il preventivo benestare dei vigili del fuoco).

Nel locale adibito a magazzino, le bombole dell'acetilene e dell'ossigeno devono essere separate le une dalle altre, prevedendo una divisione del locale stesso mediante muri costruiti in materiali resistenti al fuoco ed a parete piena (spessore 40 cm se di mattoni pieni oppure 25 cm se di cemento armato), senza alcuna apertura. Anche le bombole vuote devono essere tenute distinte per tipo di gas contenuto e separate da quelle piene dello stesso tipo.

Le bombole inoltre devono essere disposte a magazzino in posizione verticale ed in modo che non possano cadere o urtarsi: a tale fine, si ricorre a rastrelliere come quella esemplificata in fig. 40.10, relativa a un magazzino di bombole contenenti ossigeno e acetilene.

Rileviamo, infine, che le bombole sono dotate di valvole di intercettazione e di sicurezza (contro i ritorni di fiamma), sopra le quali viene avvitato un cappuccio di protezione.

I serbatoi contenenti ossigeno liquido sono costruiti in acciaio inossidabile e sono rivestiti da un isolante polverulento (perlite) mantenuto sotto vuoto spinto entro un involucro in acciaio al carbonio; il tutto appoggia su una fondazione in calcestruzzo (5).

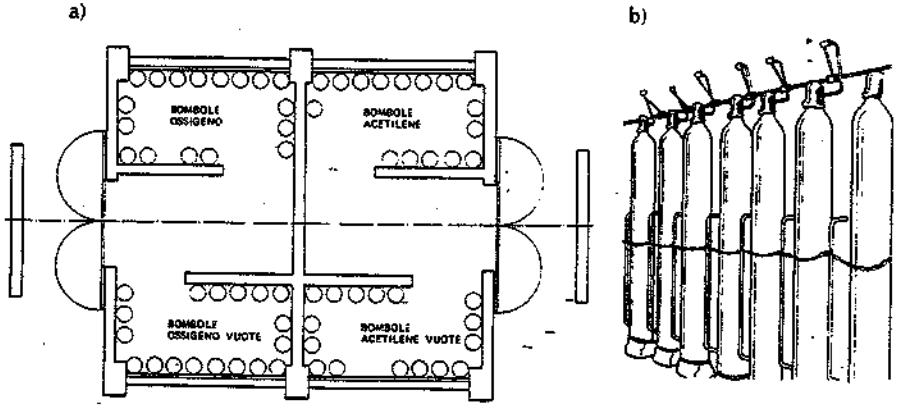


Fig. 40.10 – Deposito di bombole contenenti ossigeno e acetilene. Il deposito è servito da un carroponte a traslazione manuale con paranco pneumatico da 200 kg: a) pianta; b) particolare rastrelliera per bombole.

Tali serbatoi vengono installati all'aria libera o in apposito locale usato esclusivamente per questo scopo, costruito con materiali incombustibili e adeguatamente ventilato.

I contenitori devono trovarsi alle distanze di seguito specificate:
- 15 m da depositi di materiali combustibili, infiammabili, gas compressi o liquefatti e da costruzioni in materiali combustibili;
- 7,5 m da fabbricati con pareti perimetrali incombustibili e resistenti al fuoco;
- 3 m da strutture incombustibili e resistenti al fuoco.

40.4. GAS NATURALE

Sul gas naturale (impropriamente chiamato metano quando questo è presente per il 70÷80% anziché per il 96÷99%, come estratto da certi giacimenti) esiste una normativa relativa ai metanodotti; tale normativa viene correntemente "estesa per analogia" alle reti di distribuzione interne ai comprensori industriali. In particolare, si fa riferimento al D.M. 24 novembre 1984 ed al D.M. 8 giugno 1993.

In Italia, il gas naturale viene di regola fornito dalla SNAM a pressioni contrattualmente comprese fra 2 e 70 bar. Negli stabilimenti, per consentire la misura e la distribuzione del gas a pressioni di sicurezza, si installa una "cabina di decompressione e misura" (fig. 40.11) immediatamente all'interno della cinta (6).

Le cabine di misura e le sale compressori devono avere pareti in muratura di mattoni pieni a due teste oppure in calcestruzzo armato di spessore non inferiore a 15 cm.

La copertura deve essere in materiale leggero e incombustibile. Nella parte alta delle pareti vanno previste ampie aperture prive di serramenti, nella parte bassa feritoie di aerazione. La porta, apribile verso l'esterno, deve essere metallica. Per impedire l'accesso a persone estranee, le cabine sono protette da recinzioni in rete metallica o simili, distanti almeno 2 m dai muri perimetrali delle stesse.

I recipienti di accumulo del gas possono essere installati a piano campagna o in apposito cavo e devono essere facilmente accessibili ed ispezionabili. Inoltre, a protezione delle schegge proiettate a seguito di incidente ai recipienti, si devono costruire rilevati di terra o muri in cemento armato (di spessore non inferiore a 15 cm) sovrastanti di almeno 1 m il punto più alto dei recipienti stessi.

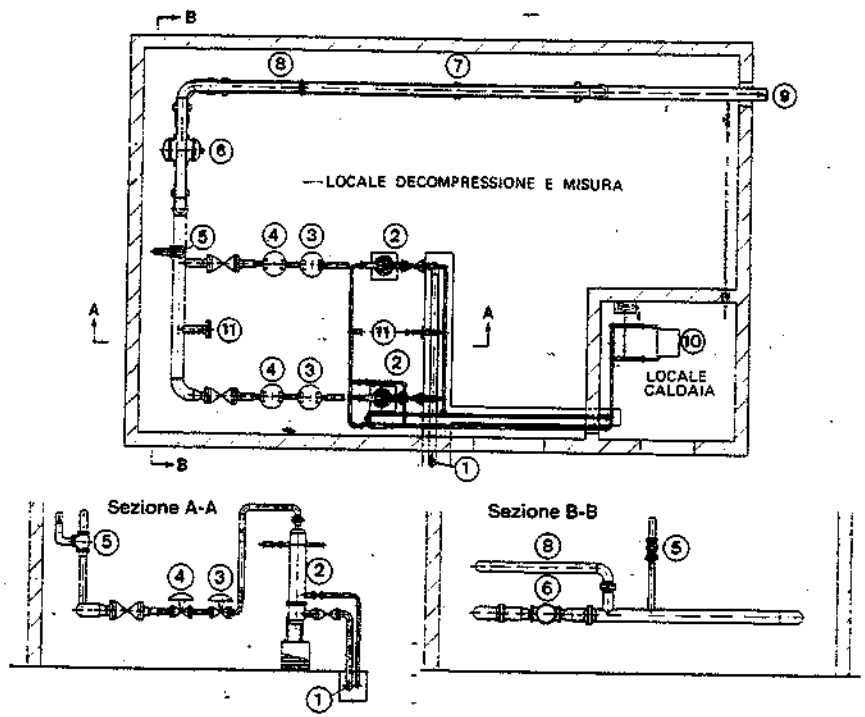
La rete di distribuzione alle utenze è normalmente a pettine, aerea od in cunicolo (a profondità ≥ 0,5 m) ed esterna ai fabbricati per motivi di sicurezza.

Quando risulta indispensabile interrare le tubazioni (7), si adotta una delle seguenti soluzioni:
- interramento diretto;

(5) La C.M. n. 99 del 15 ottobre 1964 precisa le caratteristiche dei contenitori di ossigeno liquido e degli evaporatori freddi per uso industriale.

(6) L'accumulo di calore sotto forma di gas naturale compresso in bombole è molto limitato perché il costo di tale sistema di accumulo è decisamente superiore a quello sotto forma di gas di petrolio liquefatto in serbatoi sotto pressione.

(7) Qualora si fosse costretti ad interrare le tubazioni, si deve scegliere un tracciato che eviti opere, manufatti o cumuli di materiali che possano danneggiare le tubazioni oppure accrescere i pericoli derivanti da eventuali fughe di gas. Le condotte vanno interrate a una profondità di circa 0,80 m e devono essere dotate di un rivestimento atto a proteggerle contro le corrosioni causate da correnti elettriche disperse nel terreno. La distanza minima dai fabbricati delle tubazioni interrate contenenti gas a pressioni superiori a 0,5 bar è di 1,50 m, a meno di adottare adeguati manufatti protettivi. La presenza di tubazioni interrate deve essere segnalata – in posizioni opportune – mediante apposite targhe indicatrici.



1. Ingresso gas alta pressione da metanodotto – 2. Filtro-riscaldatore (scambiatore gas/acqua calda) – 3. Riduttore-regolatore di pressione con funzione di "monitor" (normalmente tutto aperto, interviene solo in caso di avaria di 4) – 4. Riduttore-regolatore di pressione gas – 5. Valvola di sicurezza – 6. Contatore volumetrico – 7. Diaframma venturimetrico (controlla il contatore volumetrico e rileva l'andamento dei consumi) – 8. Bipasso di 6 e 7 – 9. Uscita gas (misurato ed a pressione ridotta) verso le utenze – 10. Caldaia ad acqua calda per mantenere il gas a temperatura costante (15°C circa) – 11. Predisposizione per terza linea di decompressione.

Fig. 40.11 – Cabina di decompressione e misura di gas naturale comprendente due linee, di cui una di riserva, più predisposizione per una terza linea. Schema secondo normativa SNAM, per portate fino a 3500 Nm³/h.

– protezione con manufatto in calcestruzzo con intercapedine di aerazione collegata a sfiati;
– protezione con tubo di acciaio di diametro maggiore ("tubo guaina") con sfiati in atmosfera; questa soluzione è obbligatoria nel sottopasso di binari ferroviari.

Immediatamente a valle degli impianti di decompressione ed in corrispondenza di tutte le diramazioni vengono installate valvole di intercettazione: per motivi di sicurezza, si adottano rubinetti a maschio lubrificato oppure valvole a sfera con corpo di acciaio e con elemento di tenuta in materiale elastico (ad esempio, teflon) operante contro sede metallica speculare, generalmente cromata. Fra una valvola e l'altra si prevede almeno uno sfiato. Sono anche installate elettrovalvole automatiche di blocco, pilotate da impianti di rivelazione di miscele esplosive.

I tubi costituenti la rete di distribuzione sono di acciaio, collegati fra loro con saldatura di testa, oppure di resine derivate dalla polimerizzazione dell'etilene e opportunamente stabilizzate.

Quando la pressione del gas è relativamente elevata, si installano, in prossimità delle utenze, dei "riduttori di secondo salto" per consentire una misura della portata a pressione nota e prossima a quella richiesta dall'utenza.

Di norma, le pressioni di distribuzione all'interno degli stabilimenti variano da 3,5 a 4 bar; per utenze particolari (turbine a gas) si arriva fino a 20÷22 bar. Nelle reti di distribuzione del gas naturale è consigliabile non superare velocità di 25÷50 m/s, in relazione al diametro ed alla pressione. In pratica, si impone una perdita di carico ammissibile, a seconda della pressione di esercizio, e si determina il diametro che soddisfa tale condizione: le perdite di carico consigliate sono riportate nella tab. 40.III.

Tabella 40.III – Perdite di carico unitarie e velocità consigliate per le reti di gas naturale.

Pressione di esercizio	Perdite di carico (bar/100 m)	Velocità normale (m/sec)
< 1 bar	0,01÷0,06	60
fino a 7 bar	0,02÷0,1	45
da 7 a 69 bar	0,1÷0,5	30
> 69 bar	0,7% della pressione di esercizio	30

Per il calcolo delle perdite di carico nelle tubazioni di distribuzione, si può applicare la *formula di Renouard* semplificata:

– per alte e medie pressioni:

$$P_A^2 - P_B^2 = 48.600\ S\ L\ Q^{1,82}\ D^{-4,82} \qquad (40.2)$$

– per basse pressioni (< 1 bar):

$$P_A - P_B = 232 \cdot 10^6\ S\ L\ Q^{1,82}\ D^{-4,82} \qquad (40.3)$$

dove:
P_A, P_B = pressioni assolute in bar all'inizio e alla fine della tubazione;
S = densità del gas relativa all'aria a 15°C e 10^5 Pa;
L = lunghezza equivalente della tubazione in km;
Q = portata in m³/h a 15°C;
D = diametro interno in mm.

Gli spessori teorici dei tubi sono calcolati con la formula:

$$t = \frac{p_o D_e}{2\sigma E} = \frac{p_o D_i}{2(\sigma E - p_o)} \qquad (40.4)$$

essendo:
t = spessore teorico in cm;
p_o = pressione di progetto in bar;
D_e = diametro esterno in cm;
D_i = diametro interno in cm;
σ = carico di lavoro in bar;
E = fattore di efficienza del giunto.

Il carico di lavoro deve corrispondere al valore:

(40.5) $$\sigma = \frac{s}{K}$$

dove:
s = carico di snervamento minimo del tipo di materiale prescelto, in bar;
K = fattore di sicurezza.

La pressione di progetto p_0 deve essere almeno del 10% superiore alla massima pressione di esercizio, mentre il fattore di sicurezza K è scelto nel modo seguente:
- per pressione massima di esercizio compresa fra 12 e 5 bar: K = 4;
- per pressione massima di esercizio non superiore a 5 bar: K = 5.

Il valore del fattore di efficienza del giunto E si pone uguale a 1.

In ogni caso, lo spessore del tubo non deve essere inferiore a:
- 2 mm per diametro esterno fino a 30 mm;
- 2,6 mm per diametro esterno da 31 a 65 mm;
- 2,9 mm per diametro esterno da 66 a 160 mm;
- 4 mm per diametro esterno da 161 a 325 mm.

Rispetto al diametro esterno ed allo spessore dei tubi, sono ammesse le seguenti tolleranze:
a) rispetto al diametro esterno: ± 1%;
b) rispetto allo spessore, per tubi con diametro esterno fino a 457 mm: + 15%; – 12,5%.

Il collaudo delle tubazioni viene eseguito idraulicamente oppure – quando gli staffaggi non sono in grado di sopportare il carico delle tubazioni piene di acqua – mediante aria o gas inerte, sottoponendo tutte le saldature a radiografie. La pressione di collaudo deve essere uguale a 1,5 volte la pressione massima di esercizio: la prova è considerata positiva se la pressione rimane costante per 24 ore nel caso della prova ad aria o a gas e per 48 ore per la prova idraulica. Per evitare che le pressioni massime di esercizio vengano superate, a valle dei compressori si installano valvole di sicurezza atte ad intervenire prima che la pressione in rete superi di oltre lo 0,2% la prevista pressione massima di esercizio.

I locali dove sono installati la centrale termica o impianti assimilabili funzionanti a gas naturale devono rispondere alla normativa vigente. In particolare, devono essere costruiti con materiali incombustibili e resistenti al fuoco; coperti con una struttura in conglomerato cementizio armato; separati dai locali attigui mediante pareti prive di aperture (spessore minimo 38 cm se in muratura, 20 cm se in cemento armato).

Le aperture di aerazione (porte, finestre, lucernari) devono avere un'area non inferiore a 1/10 della superficie totale del locale (pavimento, soffitto, pareti); almeno 1/5 di tale area deve essere sprovvista di serramenti.

Per gli impianti tecnologici industriali occorre caso per caso adeguare la sistemazione degli stessi e dei relativi fabbricati alle esigenze di sicurezza.

40.5. GAS DI PETROLIO LIQUEFATTO (g.p.l.)

Alcune industrie, non servite da metanodotto, devono prevedere un impianto di deposito e alimentazione di gas di petrolio liquefatto (è il caso, ad esempio, di certi forni di trattamento termico con riscaldamento a propano).

In proposito, è opportuno ricorrere a serbatoi interrati o fuori terra, in acciaio, cilindrici ad asse orizzontale, oppure a bombole.

Il D.M. 31 marzo 1984 detta norme di sicurezza per la progettazione, la costruzione, l'installazione e l'esercizio dei depositi di gas di petrolio liquefatto con capacità complessiva non superiore a 5 m^3.

Tali depositi devono essere costituiti da serbatoi della capacità geometrica singola compresa fra 150 e 5000 litri, installati in aree a cielo libero, interrati o fuori terra.

I serbatoi interrati vanno collocati ed ancorati (mediante due o più collari fissati al pavimento) dentro casse di contenimento costruite in conglomerato cementizio e intonacate con materiale impermeabile, in modo da impedire la diffusione del gas – in caso di perdite – nel terreno adiacente. Le casse di contenimento devono inoltre soddisfare le seguenti condizioni:
- essere protette dagli agenti atmosferici mediante coperture leggere incombustibili;
- i bordi superiori devono sporgere di 10÷40 cm rispetto al piano campagna;
- fra serbatoi e pareti deve essere lasciato uno spazio di almeno 30 cm, riempito con sabbia asciutta; la sabbia deve anche ricoprire i serbatoi, lasciando in vista gli accessori.

I serbatoi fuori terra devono essere collocati su selle o supporti ancorati al terreno. Se nelle vicinanze transitano automezzi, ad una distanza non inferiore a 1,50 m dal serbatoio deve essere realizzato un cordolo od altro *guard-rail* alto almeno 20 cm.

Il citato D.M. 31 marzo 1984 prescrive poi *distanze di sicurezza* da prevedere fra gli elementi pericolosi del deposito (serbatoi, punti di riempimento ed organi di intercettazione) ed i seguenti elementi esterni alla proprietà:
- fabbricati industriali, depositi di materiali combustibili e infiammabili ed aperture di fogna: 5 m per depositi di capacità fino a 3 m^3 e 7,5 m per depositi di capacità oltre 3 m^3 e fino a 5 m^3;
- fabbricati e/o locali destinati anche in parte a esercizi pubblici: 10 m per depositi di capacità fino a 3 m^3 e 15 m per depositi di capacità oltre 3 m^3 e fino a 5 m^3;
- linee ferroviarie e tranviarie: 15 m;
- proiezione verticale di linee elettriche di alta tensione: 15 m;
- confini di proprietà: 3 m.

Le stesse distanze devono essere osservate anche rispetto ad elementi posti all'interno della proprietà. Se però si interrano i serbatoi o si interpongono muri che sovrastino di almeno 0,50 m il più alto elemento pericoloso da proteggere, le suddette distanze minime di sicurezza possono essere dimezzate.

Nelle figure 40.12 e 40.13 sono riportate le principali distanze di sicurezza indicate dal D.M. 31 marzo 1984 nelle due alternative di un serbatoio di g.p.l. avente rispettivamente capacità fino a 3 m^3 e da 3 a 5 m^3.

Si precisa inoltre che:
- gli elementi pericolosi del deposito devono essere disposti in apposita zona delimitata da recinzione in rete metallica alta al minimo 1,80 m e dotata di porta apribile verso l'esterno;
- i serbatoi fuori terra devono essere contornati da un'area avente profondità non minore di 5 m, completamente sgombra e priva di vegetazione;
- la distanza orizzontale fra due serbatoi dello stesso deposito, sia fuori terra che interrati, deve essere almeno pari al diametro del maggiore dei serbatoi, con un minimo di 0,80 m.

Se nelle vicinanze transitano automezzi, ad una distanza non inferiore a 1,50 m dal serbatoio deve essere realizzato un cordolo od altro guard-rail alto almeno 20 cm.

Il grado di riempimento dei serbatoi deve essere inferiore all'80% per i serbatoi fuori terra e all'85% per i serbatoi interrati.

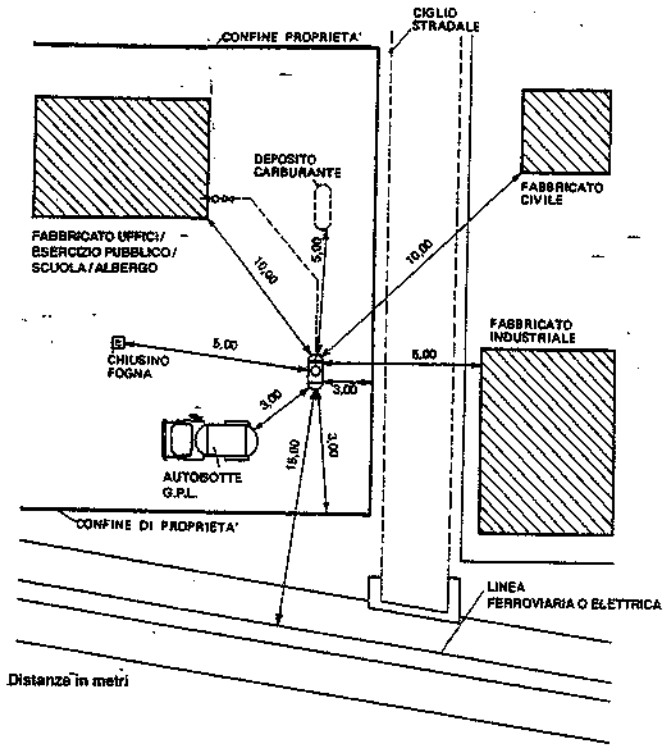


Fig. 40.12 – Distanze di sicurezza e di protezione minime fra un serbatoio di g.p.l. di capacità fino a 3 m³. Con serbatoio interrato o con muri di schermo le distanze indicate si dimezzano.

Ogni serbatoio deve avere i seguenti accessori:
- indicatore di livello;
- sistema di controllo del livello massimo ammissibile;
- valvola di sicurezza;
- manometro indicante il valore della pressione di bollo del serbatoio (8);
- messa a terra.

I serbatoi fissi di capacità superiore a 5 m³ ed i recipienti mobili di capacità complessiva superiore a 5000 kg sono soggetti alle norme tecniche precisate nel D.M. 13 ottobre 1994: in particolare per quanto concerne l'ubicazione, le distanze di sicurezza, le recinzioni e le predisposizioni antincendio (9).

Per i magazzini di g.p.l. in bombole fino a 5000 kg di capacità complessiva, si applica la C.M. n. 74 del 20 settembre 1956, la quale introduce alcune norme specifiche riguardanti in particolare:

(8) I serbatoi sono sottoposti al controllo dell'ISPESL (Istituto Superiore per la Prevenzione e la Sicurezza del Lavoro).

(9) È prevista l'installazione di un numero adeguato di idranti DN70, distanti uno dall'altro non più di 60 m.

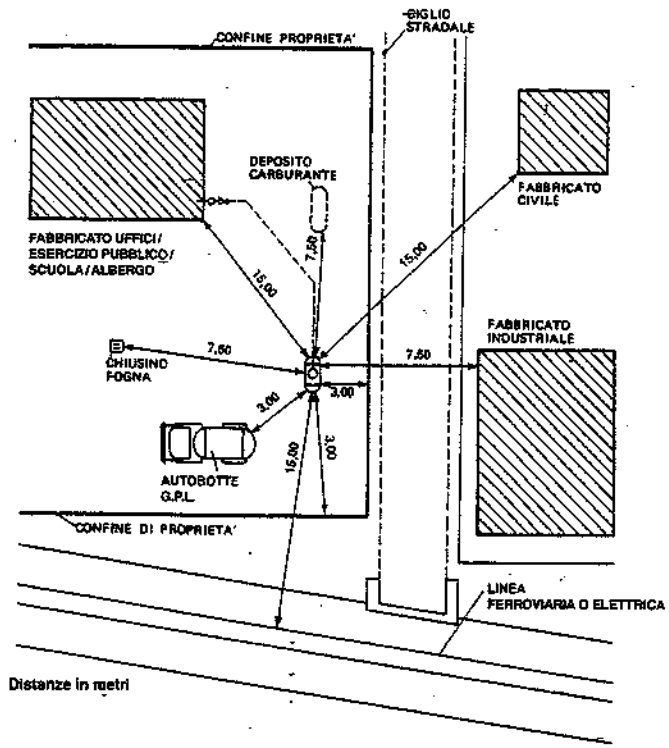


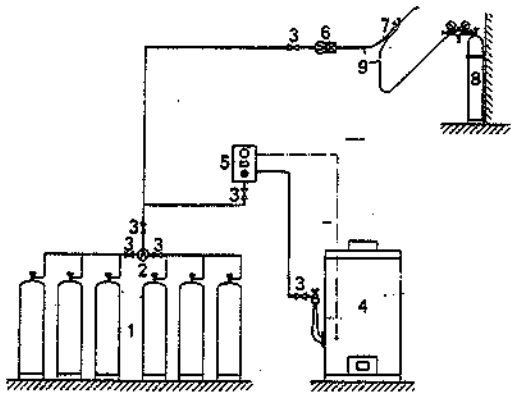
Fig. 40.13 – Distanze di sicurezza e di protezione minime fra un serbatoio di g.p.l. di capacità oltre 3 m³ e fino a 5 m³. Con serbatoio interrato o con muri di schermo le distanze indicate si dimezzano.

a) l'ubicazione (in locali ad un solo piano fuori terra, isolati e recintati);
b) la distanza dal più vicino fabbricato (≥ 6 m, se si tratta di fabbricati pertinenti il magazzino e destinati ad usi accessori, ad esempio come depositi delle bombole vuote; ≥ 15 m in tutti gli altri casi);
c) gli impianti elettrici, che devono essere del tipo a sicurezza (norma CEI 64-2);
d) le caratteristiche costruttive:
   - il magazzino per bombole piene può essere costituito da un unico locale o suddiviso in più scomparti (box): questi ultimi devono essere chiusi su tre lati (con muri divisori che si innalzino sopra la copertura di almeno 1 m) e aperti sul quarto; la copertura del magazzino è costituita da strutture portanti in cemento armato; le aperture di aerazione devono avere una superficie pari a 1/5 dell'area del pavimento, essere prive di serramenti e ricavate a filo pavimento e a filo copertura, con protezione in rete metallica a maglie fini; il pavimento è sopraelevato rispetto al piano praticabile esterno;
   - il magazzino per bombole vuote è separato da quello per bombole piene da una distanza di sicurezza ≥ 6 m; se tale deposito è costituito da una tettoia, questa dovrà essere realizzata in materiali incombustibili.

La fig. 40.14 riporta lo schema base di un impianto di deposito e distribuzione di g.p.l.

Per il dimensionamento delle reti di distribuzione vale quanto detto per il gas naturale. I tubi utilizzati sono in acciaio. Le giunzioni sono del tipo saldato di testa, limitando l'adozione delle flange ove queste siano assolutamente necessarie per smontaggi.

Tubi e giunzioni devono essere protetti con rivestimenti anti-ossidazione; occorre inoltre assicurarne la continuità elettrica.



1. Batterie di bombole – 2. Commutatore, combinato con regolatore della pressione di distribuzione – 3. Dispositivo di chiusura – 4. Forno industriale – 5. Apparecchio di comando con regolatore di pressione incorporato – 6. Regolatore di pressione con sicurezza incorporata contro il ritorno di fiamma – 7. Cannello per riscaldo – 8. Bombola di ossigeno con valvola riduttrice di pressione – 9. Tubazioni flessibili di alimentazione del cannello.

Fig. 40.14 – Impianti industriali a g.p.l.

Anche le tubazioni di g.p.l. sono installate all'esterno dei fabbricati, preferibilmente aeree. Quando devono essere poste sottosuolo, si fa distinzione fra tubazioni interrate e tubazioni in cunicolo. Le prime devono essere protette da incamiciatura metallica a tenuta, avente diametro maggiore di almeno 20 mm rispetto alla tubazione del g.p.l.; avere giunzioni flangiate allogate in appositi pozzetti intonacati con materiali impermeabili e riempiti di sabbia asciutta; ciascun tratto di "camicia" compreso fra due flange deve avere uno sfiato costituito da un tubo alto 1,50 m sul piano terra, con la parte terminale a gomito, munito di reticella tagliafiamma.

I cunicoli devono essere rivestiti all'interno con materiali impermeabili, riempiti di sabbia asciutta e risultare ispezionabili.

Eventuali vaporizzatori si devono installare all'aperto (solo protetti dalle precipitazioni), in prossimità dei punti di utilizzazione del g.p.l., ma rispettando le distanze prescritte.

Il g.p.l., avendo una densità superiore a quella dell'aria, tende ad addensarsi nei punti bassi: occorre pertanto assicurarne lo spandimento su spazi ampi, evitando l'installazione di apparecchiature di impianto in posizioni che favoriscano la formazione di tali addensamenti (sacche).

40.6. IDROGENO

Per il dimensionamento delle reti di distribuzione dell'idrogeno negli stabilimenti industriali si seguono gli stessi criteri indicati per l'aria compressa (capitolo 38).

Le reti sono realizzate mediante tubi in acciaio e giunzioni saldate.

L'idrogeno viene immagazzinato in bombole o in serbatoi, seguendo le stesse raccomandazioni di sicurezza già indicate per i gas infiammabili.

Inoltre, nel caso dei serbatoi si devono prevedere protezioni laterali in cemento armato e coperture antiscoppio (fig. 40.15), con limiti di rispetto variabili a seconda

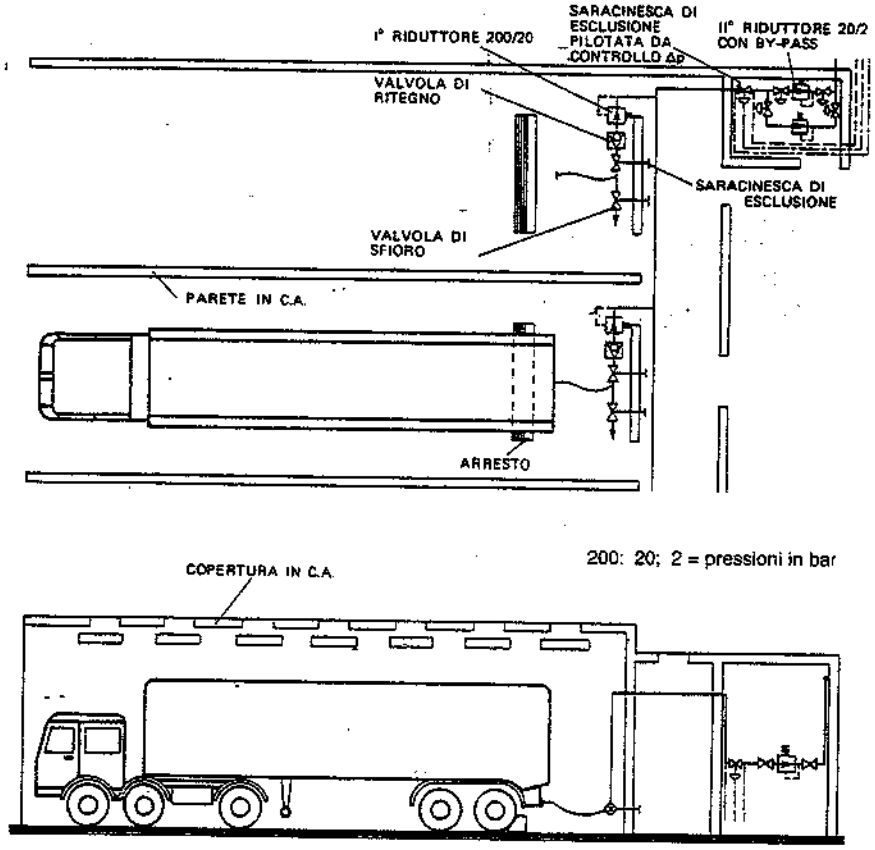


Fig. 40.15 – Esempio di deposito di idrogeno (dentro autobotti su semitrailer).

delle quantità stoccate, in conformità alle disposizioni dei comandi VV.F. competenti per territorio.

40.7. AZOTO E ARGON

L'azoto e l'argon vengono normalmente distribuiti alle utenze di stabilimento senza particolari accorgimenti se non quello di evitare l'installazione delle tubazioni in locali poco aerati e di piccole dimensioni.

Si devono evitare le fughe di argon in quanto l'elevata massa volumica (1,78 kg/Nm^3) rende il gas estremamente poco miscibile con l'aria, con pericolo di formazione di sacche difficili da rilevare.

Il dimensionamento delle reti viene effettuato come per l'aria compressa.

I gas in esame sono solitamente consegnati agli stabilimenti industriali in fase liquida. Essi vengono stoccati in serbatoi collaudati dall'ISPESL alle pressioni richieste (non esistono praticamente limiti superiori).

A valle del serbatoio sono installati un vaporizzatore e un riduttore di primo stadio.

Per piccoli fabbisogni, la consegna avviene in fase gassosa, in bombole, il cui deposito deve essere previsto lontano da fonti di calore e molto ventilato. Le bombole sono tenute verticali e protette mediante rastrelliere analoghe a quelle già menzionate per le bombole dell'ossigeno e dell'acetilene (fig. 40.10.b).

Anche i magazzini bombole dei gas in esame devono essere approvati dai VV.F. competenti per territorio.

40.8. COLORAZIONI DISTINTIVE DELLE BOMBOLE

La tabella UNI 4045 indica le colorazioni distintive delle bombole per gas compressi, liquefatti o disciolti sotto pressione (tab. 40.IV); essa precisa di ogni colore le coordinate di cromaticità ed il fattore di luminanza; inoltre, stabilisce le zone delle bombole che devono essere colorate: nel caso delle bombole destinate a contenere gas per usi esclusivamente industriali, la zona colorata, alta circa 10 cm, può essere ricavata sull'ogiva (fig. 40.16) o sul corpo cilindrico.

Tabella 40.IV – Colorazioni distintive delle bombole per gas.

Anidride carbonica	grigio chiaro
Aria	bianco e nero
Azoto	nero
Ciclopropano	arancione (1)
Elio	marrone
Etilene	viola
Ossigeno	bianco
Protossido di azoto	blu
Acetilene disciolto	arancione
Ammoniaca	verde chiaro
Cloro	giallo
Idrogeno	rosso
Miscela	alluminio

(1) Con la scritta ciclopropano.

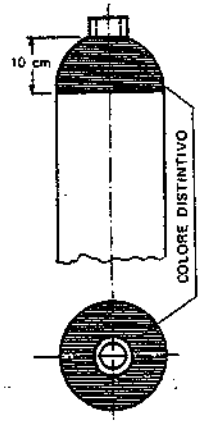


Fig. 40.16 – Posizione della colorazione distintiva sulle bombole per gas compressi.

40.9. BIBLIOGRAFIA

A. Hugon, R. Traverse, *Le complexe usinier*, Parigi, Editions Eyrolles.
G. Pastonesi, *Elementi di calcolo per macchinario di impianti chimici*, Milano, Ed. Mursia.
A. Williams, W. Lom, *Liquefied petroleum gases*, Chichester, Ellis Horwood ltd.
E. Biard, *Technique de l'utilisation du gaz*, Parigi, J. & R. Seunac.

INDICE

41. Impianti elettrici

41.1. NORMATIVA

Gli impianti elettrici sono soggetti ad una ampia normativa nazionale e comunitaria, che rivolge una attenzione sempre maggiore ai problemi della sicurezza e della salute dei lavoratori. Tali norme, inoltre, sono in continua evoluzione, anche al fine di unificare internazionalmente le regole della buona tecnica e dell'antinfortunistica in campo elettrico.

Ciò premesso, citiamo i principali documenti normativi, raccomandando di aggiornarsi in merito ogni qual volta si esegua o si realizzi un progetto.

Nel *campo legislativo* vanno ricordate, in particolare:

– la *legge 1° marzo 1968, n. 186*, che stabilisce due principi fondamentali:
a) gli apparecchi e gli impianti elettrici ed elettronici vanno eseguiti a regola d'arte;
b) gli apparecchi e gli impianti elettrici ed elettronici eseguiti secondo le norme CEI sono a regola d'arte;
– il *D.M. 21 marzo 1968* "Norme tecniche per la progettazione, l'esecuzione e l'esercizio delle linee elettriche aeree esterne";
– la *legge 5 marzo 1990, n. 46* ("Norme per la sicurezza degli impianti") e relativo Regolamento di attuazione (D.P.R. 6 dicembre 1991, n. 447): la progettazione degli impianti elettrici deve essere eseguita da tecnici iscritti ad albi professionali; la esecuzione degli impianti stessi deve essere affidata a imprese iscritte al Registro di cui al R.D. 20 settembre 1934, n. 2011, od agli albi professionali di cui alla legge 8 agosto 1985, n. 443; la ditta esecutrice è tenuta a fornire, a fine lavori, una certificazione (1) sul lavoro svolto e sui materiali impiegati, mentre il progetto elettrico va presentato già in fase di domanda per la licenza edilizia;

(1) Trattasi di una *dichiarazione di conformità* degli impianti realizzati alle norme vigenti; essa deve indicare: normative di riferimento; tipologia dei materiali e componenti adottati; riferimenti al progetto. Quest'ultimo è obbligatorio - per le attività produttive - quando l'impianto elettrico è alimentato a tensione superiore a 1000V (inclusa la parte in bassa tensione) oppure quando le utenze sono alimentate in bassa tensione ma la superficie dell'edificio supera i 200 m².

- il citato Regolamento di attuazione precisa inoltre che "gli impianti realizzati in conformità alle norme tecniche dell'UNI e del CEI nonché alla legislazione tecnica vigente si intendono costruiti a regola d'arte";
- il D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626, ribadisce l'obbligo dell'adozione delle misure di sicurezza sui luoghi di lavoro, riconfermando – in sostanza – le vigenti disposizioni in materia di prevenzione degli infortuni.

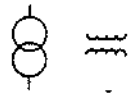
Nel *campo tecnico*, le norme sono emesse in Italia dal CEI che segue la impostazione CENELEC (2) e tiene conto di quanto elaborato dall'IEC (International Electrotechnical Commission) in campo internazionale. A conferma dell'intensa attività del CEI, si citano le norme dei Comitati 64 e 11: in particolare, la norma CEI 64-8 sugli impianti elettrici utilizzatori a tensione nominale non superiore a 1000 V.

Si ricorda, inoltre, l'opera dell'UNI sulla normalizzazione di componenti, dell'Istituto per il Marchio di Qualità (IMQ) relativamente ai materiali elettrici, del CESI, dell'INGF e dei Politecnici per la esecuzione di prove e per le certificazioni.

La sorveglianza tecnica degli impianti di terra e di parafulmine realizzati nei luoghi di lavoro è affidata per legge all'ISPESL (prima verifica) e alle USSL (verifiche periodiche).

Nella tab. 41.I sono riportati alcuni dei numerosi segni grafici uniformati dal CEI alle norme internazionali ed utilizzati per raffigurare gli schemi elettrici.

Tabella 41.I – Simboli grafici normalizzati per indicare graficamente componenti dei sistemi elettrici (norme CEI 3-18, 3-19).

Trasformatore a due avvolgimenti		Interruttore automatico di potenza sezionabile	
Terra		Presa ad innesto per organo sezionabile	
Massa, telaio		Lampada (segno generale)	
Motore		Raddrizzatore	
Batteria di accumulatori o di pile		Convertitore di corrente continua in alternata (inverter)	
Interruttore automatico di potenza		Relé di massima corrente	

(2) Il CENELEC è l'organismo normatore nel settore elettrico per la Comunità Europea.

41.2. FORNITURA DELL'ENERGIA ELETTRICA

In Italia, la produzione di energia elettrica è regolata dalla legge 6 dicembre 1962, n. 1643, e dal D.P.R. 18 marzo 1965, n. 342, che demandano all'ENEL la produzione e la distribuzione dell'energia stessa (fanno eccezione a tale monopolio le Aziende Municipalizzate già produttrici prima della legge n. 1643).

È peraltro incentivata l'autoproduzione da parte dei privati, con particolari facilitazioni (ad esempio, concessione di mutui agevolati) nei casi in cui ne consegua un risparmio energetico; inoltre, l'energia eventualmente resa alla rete pubblica è retribuita a prezzo di mercato; infine, è consentito – predisponendo adeguate protezioni (3) – il vettoriamento, tramite la rete ENEL, dell'energia prodotta ad uno o più stabilimenti dell'autoproduttore.

I sistemi di autoproduzione sono finalizzati ai seguenti scopi:
- alimentazione dei servizi essenziali per lo smaltimento (in caso di mancata alimentazione dall'esterno);
- risparmio energetico e minor costo dell'energia elettrica;
- riduzione delle punte di carico.

Le tensioni di fornitura dell'energia elettrica da parte dell'ENEL o dell'Azienda Municipalizzata locale sono:
- la bassa tensione, BT, (380–220 V) per piccole utilizzazioni (fino a circa 100 kW);
- la media tensione, MT, (30–20–15–10–6–5,3 kV) per medie utilizzazioni (fino a 4÷5 MW);
- l'alta tensione, AT, (220, 150 o 132 kV) per grandi utilizzazioni.

Gli stabilimenti alimentati a media od alta tensione devono abbassare la tensione al valore di utilizzazione mediante trasformatori. Dall'alta alla bassa tensione si scende, di regola, attraverso due stadi di trasformazione, mentre dalla media alla bassa tensione se ne attua uno solo.

È buona norma accertare, in fase di trattativa di una fornitura di energia, se la tensione verrà variata negli anni successivi, al fine di adeguare l'impianto ad entrambe le tensioni.

La fornitura di energia elettrica viene generalmente pagata con tariffa "binomia", cosiddetta in quanto tiene conto di due fattori: la potenza impegnata (Lit/kW) e l'energia consumata (Lit/kWh). Viene inoltre applicata una penale per consumi a fattore di potenza < 0,9.

La tariffa binomia avvantaggia gli utilizzatori il cui assorbimento di energia è pressappoco costante nel tempo e comunque non soggetto a variazioni rilevanti.

Per le utenze oltre i 500 kW, viene applicata la tariffa a fasce orarie, intesa a premiare i consumi in ore e stagioni in cui le centrali di produzione e la rete elettrica del fornitore sono sottoutilizzate.

Per gestire nel modo migliore la tariffa occorre attuare le seguenti predisposizioni di impianto:
- programmare (per quanto possibile) il funzionamento nelle ore notturne di impianti che possano generare accumuli energetici (per esempio, gruppi frigorigeni accoppiati ad accumulatori di freddo);
- predisporre il distacco automatico – quando il carico tende a superare la potenza contrattuale – di utenze che non provocano disturbi sensibili al processo produttivo in caso di brevi fermate;
- prevedere l'intervento di gruppi generatori, specificamente predisposti per lo spianamento delle punte di carico;

(3) Le norme CEI 11-20 definiscono le caratteristiche tecniche delle protezioni da installare sugli impianti di autoproduzione (di potenza fino a 3000 kW) collegati in parallelo alla rete pubblica.

- installare impianti di rifasamento automatico, generalmente sulla distribuzione a bassa tensione, al fine di riportare il fattore di potenza dell'energia assorbita entro i valori contrattuali.

In relazione alla loro tensione nominale (definita come tensione per cui un impianto è progettato), i sistemi elettrici sono suddivisi in quattro categorie e precisamente (tab. 41.II):

- sistemi di categoria 0: sono caratterizzati da una tensione di utilizzazione minore o uguale a 50 V se a corrente alternata ed a 120 V se a corrente continua (non ondulata);
- sistemi di categoria I: la tensione varia da oltre 50 V fino a 1000 V se a corrente alternata o da oltre 120 V e fino a 1500 V se a corrente continua;
- sistemi di categoria II: la tensione è superiore a 1000 V se a corrente alternata od a 1500 V se a corrente continua e arriva fino a 30.000 V per entrambe le tensioni;
- sistemi di categoria III: quelli aventi una tensione nominale maggiore di 30.000 V.

Tabella 41.II – Classificazione dei sistemi elettrici in base alle norme CEI.

Categoria	Valori della tensione nominale tra le fasi (V_n) per corrente	
	alternata	continua
Zero	$V_n \leq 50$ V	$V_n \leq 120$ V
Prima	50 V $< V_n \leq$ 1000 V	120 V $< V_n \leq$ 1500 V
Seconda	1000 V $< V_n \leq$ 30.000 V	1500 V $< V_n \leq$ 30.000 V
Terza	30.000 V $< V_n$	30.000 V $< V_n$

Le tensioni più frequentemente adottate per la corrente alternata nell'ambito delle quattro categorie sono:

- categoria 0 : 24 e 48 V;
- categoria I : 380/220 V;
- categoria II : 20 kV;
- categoria III: 132/150 kV.

Gli impianti elettrici sono anche individuati in base alla tensione nominale verso terra. Con riferimento alla tab. 41.II, se quest'ultima tensione supera la tensione nominale tra le fasi, come valore di V_n si considera la tensione nominale verso terra. La normativa individua le modalità di collegamento a terra del punto neutro o di altro elemento attivo con due lettere: la prima definisce lo stato del neutro ed è una T se il neutro è collegato direttamente a terra od una I se il neutro è isolato da terra o collegato a terra tramite un'impedenza; la seconda lettera definisce il collegamento a terra delle masse ed è una T se le masse sono collegate a terra od una N se le masse sono collegate alla terra del neutro del sistema elettrico. In pratica, sono adottati i sistemi TN, TT, IT: ad esempio, i sistemi alimentati da rete urbana a 380/220 V sono sistemi TT, mentre quelli alimentati da propria cabina di trasformazione sono sistemi TN.

41.3. SCHEMI DI DISTRIBUZIONE

Come si è detto se l'energia elettrica viene fornita o prodotta a tensione maggiore di quella di utilizzazione, si deve provvedere ad una trasformazione prima di alimentare le utenze. Ciò avviene nelle *cabine di trasformazione*, delle quali la fig. 41.1 evidenzia la composizione e la configurazione.

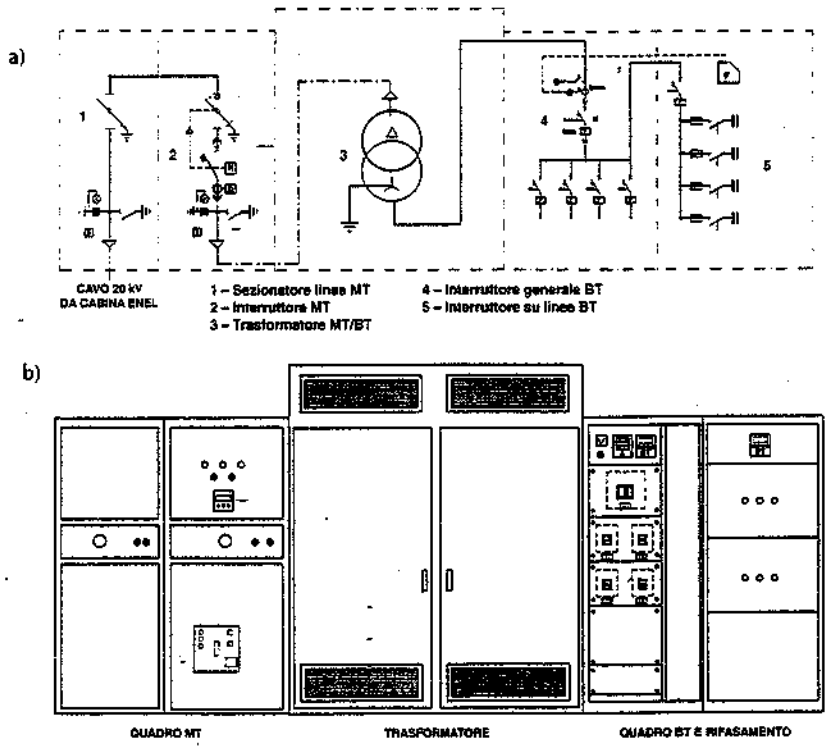


Fig. 41.1 – Cabina di trasformazione MT/BT di tipo compatto: a) schema unifilare e principali componenti; b) prospetto della cabina racchiusa in contenitori metallici.

Dopo la trasformazione oppure nei casi in cui la corrente ha già la tensione richiesta dalle utenze, si deve alimentare queste ultime mediante appositi sistemi di distribuzione. Occupiamoci allora, *in primis*, delle più diffuse modalità di distribuzione dell'energia elettrica all'interno degli stabilimenti, a valle cioè della cabina di trasformazione o stazione di arrivo oppure dell'impianto di autoproduzione (fig. 41.2).

Si tratta di portare l'energia elettrica alle utenze in modo sufficientemente economico ed affidabile.

L'aspetto economico va inteso in senso lato, tenendo conto sia dei costi immediati connessi agli impianti elettrici ed ai relativi accessori (per esempio, il valore dell'area occupata dalle cabine di trasformazione), sia dei costi dovuti alla manutenzione ed alle perdite di energia (si ricorda che queste ultime sono correlate alla corrente secondo una legge quadratica).

L'affidabilità dell'impianto deve essere prevista per tutti i componenti in misura equilibrata (per esempio, uno stabilimento alimentato da una linea sulla quale si verificano alcuni disservizi, può accettare la probabilità di fermarsi un giorno ogni 10-20 anni per sostituire un trasformatore). Poiché un impianto più affidabile è anche più costoso, occorre impostare un bilancio preventivo delle interruzioni prevedibili e del loro riflesso sulla produzione.

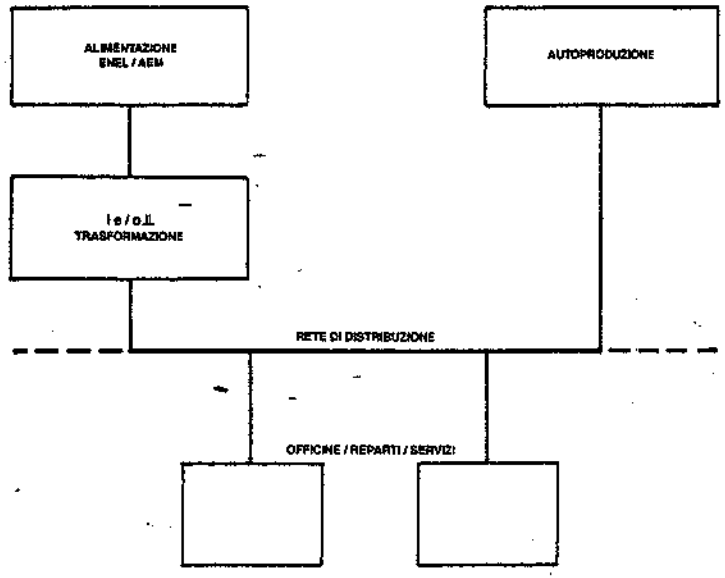


Fig. 41.2 – Schema a blocchi correntemente adottato per gli impianti elettrici industriali.

Gli schemi di distribuzione più adottati negli stabilimenti industriali sono essenzialmente quelli indicati nella fig. 41.3, e precisamente:

– *per la media tensione*

a) tipo *radiale* con cavi in MT protetti da interruttore, in corrispondenza della cabina principale, alimentanti ognuno una o più cabine di trasformazione od eventuali utenze caratterizzate da elevati assorbimenti;

b) tipi *ad anello* con cavi in MT protetti da interruttore sia nella cabina principale sia ad ogni "entra-esci" nelle cabine secondarie, formanti un anello chiuso (per consentire la selezione rapida dei guasti); sovente, si definisce "ad anello" un sistema di tipo radiale con collegamenti di riserva a MT fra cabine terminali;

– *per la bassa tensione*

c) tipo *radiale* con linee BT in cavo o "blindate" (4), ramificate e protette in cabina da un interruttore;

d) tipo *a maglie* con linee BT di eguale sezione, formanti maglie chiuse, protette nei nodi con valvole fusibili od interruttori; ogni trasformatore alimenta un nodo e quindi non può avere potenza superiore a quella trasportabile dai rami che si dipartono da quel nodo.

(4) Per linea blindata si intende un complesso di barre conduttrici rigide racchiuse da un involucro protettivo (v. § 41.4).

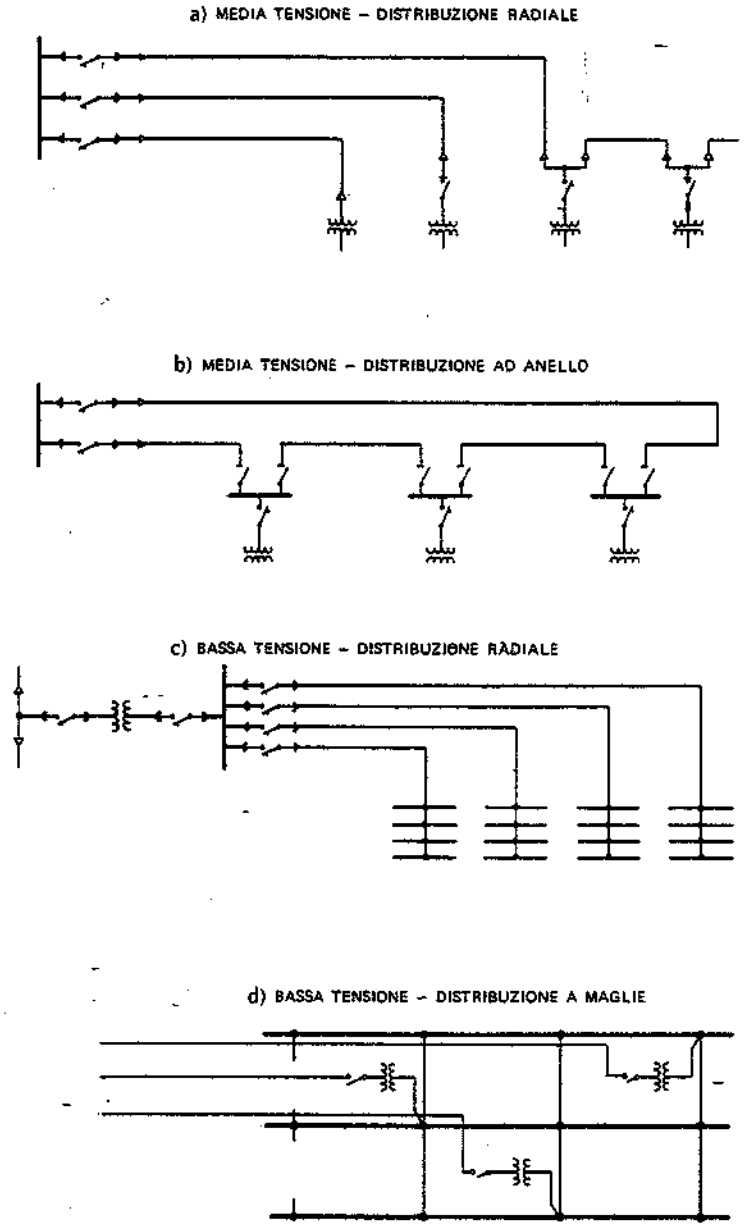


Fig. 41.3 – Schemi base di distribuzione dell'energia elettrica a media e bassa tensione.

A titolo esemplificativo, si riportano alcuni schemi di trasformazione e distribuzione.

La fig. 41.4 illustra un sistema di distribuzione dell'energia elettrica dall'alimentazione (ad AT) fino alle utenze. Lo schema rappresenta:

- fra A e B la stazione di trasformazione primaria 132/20 kV (ubicata all'aperto) con interruttori e sezionatori di linea, trasformatori dotati di regolatore di tensione sotto carico e resistore di messa a terra del neutro;
- fra B e C: il quadro di distribuzione primaria a 20 kV con interruttori di protezione per le linee (in caso di fornitura dell'energia in MT, la società fornitrice si collega direttamente a questo quadro);
- fra C e D: i cavi a 20 kV verso le cabine secondarie od altri utilizzatori a media tensione;
- fra D e E: la cabina di trasformazione secondaria 20 kV/380 V, con interruttori sul lato media tensione;
- fra E e F: il quadro di distribuzione secondaria a 380 V, con interruttori e "congiuntore" verso un altro quadro;
- fra F e G: esempi di distribuzione in BT alle utenze mediante cavi e linee blindate.

Partendo da sinistra, sono visibili:

- linea in cavo alimentante carichi diversi;
- linea in cavo alimentante un sottoquadro di distribuzione secondaria;
- linea per illuminazione;
- linea in cavo che alimenta una linea blindata di distribuzione;
- linea con *motor control center* (quadro che alimenta un gruppo di motori);
- linea blindata da 1500 A per il trasporto di energia, dalla quale si derivano, mediante sezionatori-valvola, alcune linee blindate da 400 A.

Lo schema di fig. 41.5 rappresenta un sistema alimentato da due linee AT (per esempio, 132 kV), con due trasformatori primari (T_1 e T_2) e cavi a MT (20 kV) alimentanti coppie di trasformatori secondari (Ts_1 e Ts_2), ognuno dei quali costituisce riserva immediata all'altro.

Gli interruttori contraddistinti con la lettera N sono normalmente aperti e si chiudono automaticamente nel caso che uno (o più) degli interruttori M_1 oppure M_2 si apra per intervento delle rispettive protezioni. Questo schema è adottato quando è richiesta una elevata sicurezza di esercizio: per esempio, in stabilimenti chimici, petrolchimici e siderurgici.

I moderni sistemi di protezione e controllo, basati sull'impiego di componenti elettronici, consentono di realizzare schemi di distribuzione in grado di assicurare una buona affidabilità e selettività degli interventi; occorre però ricordare che questi sistemi consentono di mantenere in servizio gran parte della rete in caso di corto circuito in un punto qualsiasi, ma non sono in grado di impedire l'abbassamento di tensione, con conseguente fuori servizio di molte tipologie di utilizzatori.

Lo schema distributivo deve essere integrato da un adeguato impianto di terra (v. § 41.11) e deve essere verificato secondo le norme CEI ai fini della protezione contro sovraccarichi, cortocircuiti e tensioni verso massa in ogni zona dell'area interessata.

41.4. LINEE DI TRASPORTO E DISTRIBUZIONE

In linea generale, la distribuzione dell'energia elettrica all'interno degli stabilimenti industriali può essere affidata a linee aeree nude, a cavi od a condotti sbarre.

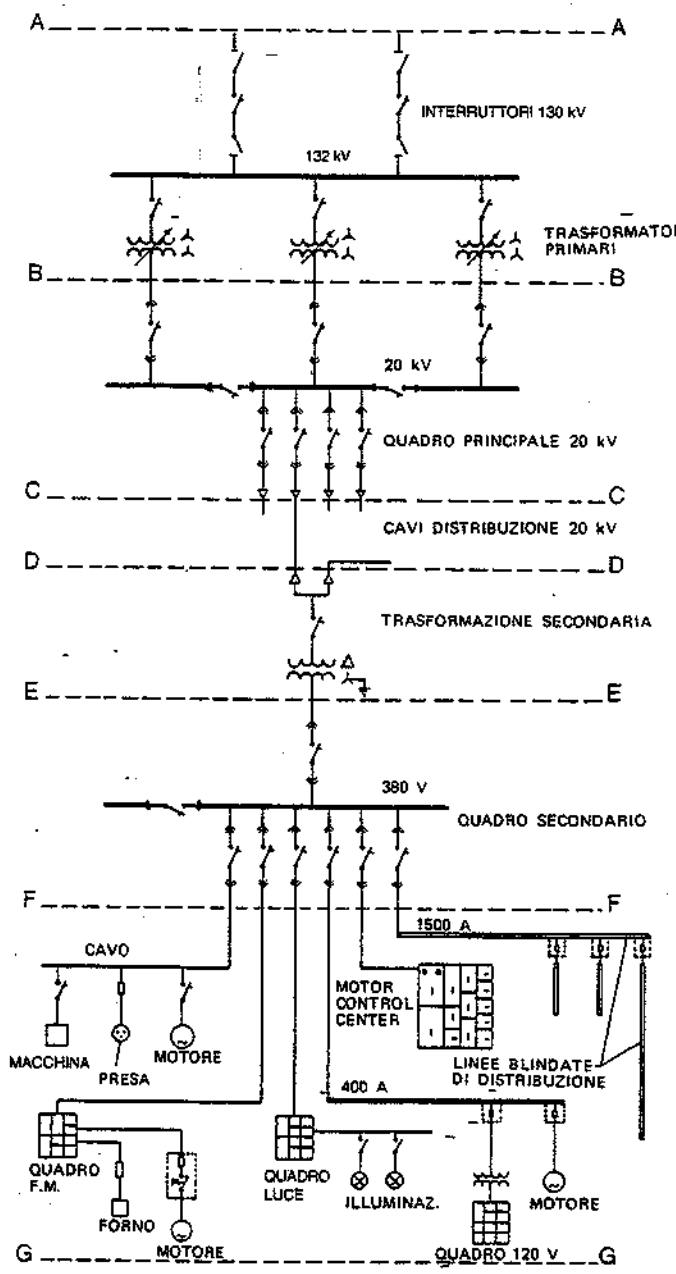


Fig. 41.4 – Schema di un impianto di distribuzione in AT - MT - BT.

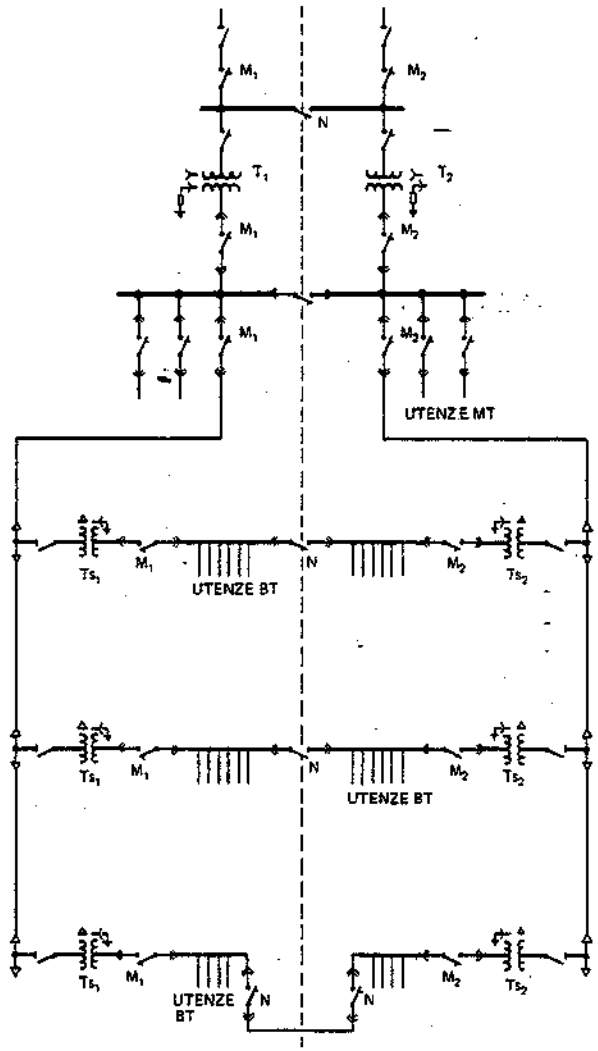


Fig. 41.5 – Schema di distribuzione (con riserva ad intervento immediato).

L'impiego di linee aeree è generalmente limitato alle alimentazioni in alta tensione e, pertanto, non è previsto all'interno degli stabilimenti, dove le attività operative e di manutenzione sarebbero soggette a rischi inaccettabili (5).

(5) Solo le linee di contatto per carriponte di grande portata sono talvolta realizzate con conduttori nudi montati su isolatori: si tratta, peraltro, di alimentazioni dotate di adeguate protezioni.

Come indirizzo generale, in campo industriale vengono impiegati i cavi (per qualsiasi tensione) ed i condotti sbarre (generalmente solo in bassa tensione).

La scelta dell'una o dell'altra soluzione viene fatta prendendo in considerazione i seguenti aspetti:

- a favore dei cavi:
  - facilità di posa e costo abbastanza contenuto;
  - impedenze modeste (a parità di sezione) nei cavi multipolari;
- a favore dei condotti sbarre:
  - facilità di posa e di reimpiego;
  - possibilità di effettuare derivazioni senza modifiche della linea o con linea in tensione.

Cavi

I cavi (fig. 41.6) sono costituiti da:

- uno o più conduttori in rame od in alluminio (6);
- un isolamento dei conduttori mediante specifici materiali, cui corrispondono diversi gradi di isolamento;
- uno schermo, a fili o a nastri di rame, su ogni conduttore nei cavi tripolari per alta e media tensione (7);
- una guaina esterna protettiva, generalmente in PVC, con eventuale sottostante armatura a piattine, nastri o fili di acciaio quando i cavi sono esposti a urti o danneggiamenti (8).

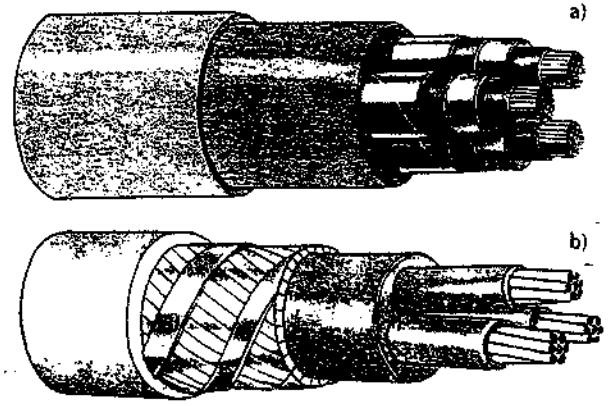


Fig. 41.6 – a) cavo tripolare in rame per media tensione, ad anime cordate, isolante G7, schermatura con nastri di rame, guaina in PVC; b) cavo tripolare in rame per bassa tensione, ad anime cordate, isolante G7, armatura in piattine di acciaio, guaina in PVC.

I cavi per alta e media tensione possono essere formati da uno o da tre conduttori (per questo motivo sono denominati cavi unipolari o tripolari); quelli a bassa tensione possono avere uno, due, tre, quattro o cinque conduttori; i cavi di segnalazione hanno generalmente un numero di conduttori più elevato.

(6) In ambito industriale si impiegano più frequentemente conduttori in rame.

(7) Schermi contro disturbi elettrostatici ed elettromagnetici sono altresì previsti per i cavi segnali (utilizzati, ad esempio, per trasmissione dati).

(8) I cavi accessibili devono essere protetti in conformità alla norma CEI 11-17.

La tab. 41.III riporta le sigle di designazione dei cavi secondo la tabella CEI UNEL 35011.

Tabella 41.III – Composizione e sigle di designazione dei cavi.

Natura e forma del conduttore	A	ALLUMINIO (per il rame = nessuna sigla)
	U	FILO UNICO
	R	CORDA RIGIDA
	F	CORDA FLESSIBILE
	S	CONDUTTORE SETTORALE
Materiale isolante	G1	GOMMA SINTETICA
	G5	GOMMA EPR
	G7	GOMMA EPR AD ALTO MODULO
	G9	ELASTOMERO RETICOLATO SPECIALE
	G10	ELASTOMERO RETICOLATO SPECIALE
	R	POLIVINILCLORURO - PVC
	R2	PVC DI QUALITÀ SUPERIORE
	E4	POLIETILENE RETICOLATO
Forma dei cavi	O	ANIME RIUNITE PER CAVO ROTONDO *
	D	ANIME PARALLELE PER CAVO PIATTO
Schermature e armature	C	CONDUTTORE CONCENTRICO DI RAME
	H	SCHERMO ELETTROSTATICO DI ALLUMINIO
	H1	SCHERMATURA A FILI O NASTRI DI RAME
	H2	SCHERMATURA A TRECCIA DI FILI DI RAME
	F	ARMATURA A FILI
	Z	ARMATURA A PIATTINE
	N	ARMATURA A NASTRI
	A	ARMATURA A FILI DI ACCIAIO
Guaina	R	POLIVINILCLORURO - PVC
	K	POLICLOROPRENE
	M1	TERMOPLASTICA SPECIALE
	M2	ELASTOMERO SPECIALE

* impiegato per cavi multipolari.

In linea generale, si possono suddividere i cavi in base all'impiego cui sono destinati. Si hanno pertanto:

- cavi per *alta tensione*, nei quali i conduttori sono isolati in gomma sintetica fino a 150 kV ed in olio fluido per tensioni superiori;
- cavi per *media tensione*, i cui conduttori sono isolati in gomma sintetica, schermati e protetti da guaina in PVC per tensioni di esercizio sino a 45 kV;
- cavi per *bassa tensione*: i più diffusi nel campo industriale, hanno l'isolamento in resina R2 e guaina in PVC R oppure in gomme sintetiche (G7, G9 o G10); a seconda delle esigenze, sono di tipo unipolare o multipolare; questi ultimi possono avere sino a 5 conduttori sotto una unica guaina, nel qual caso le anime sono colorate in nero o marrone per le fasi, in blu chiaro per il neutro (ove presente), a strisce gialle e verdi per il conduttore di protezione;
- cavi di *trasporto segnali* (telefonici, trasmissione dati, a fibre ottiche, ecc.).

I cavi si distinguono inoltre in base alle caratteristiche di "non propagazione dell'incendio", di resistenza al fuoco, di emissione di fumi e gas tossici e corrosivi.

I cataloghi dei costruttori e specifici programmi di calcolo forniscono le portate (in ampere) dei cavi in funzione delle caratteristiche dei cavi stessi – conduttore, materiale e grado di isolamento (9), materiale di guaina – e delle condizioni di posa.

La tab. 41.IV riporta le caratteristiche costruttive e le portate di corrente di cavi per media e bassa tensione frequentemente usati. Tali portate devono essere moltiplicate per coefficienti correttivi al fine di tenere conto delle condizioni ambientali

(9) Per il *grado di isolamento* v. § 41.10.

Tabella 41.IV – Caratteristiche costruttive e portate di cavi di rame adatti per posa all'interno, all'esterno e interrata, con guaina esterna di PVC:

a) a media tensione: tripolari RG7H10R per tensione nominale di 15/20 kV e temperatura max di esercizio 90°C.

Sezione nominale mm²	Diametro conduttore mm	Diametro esterno massimo mm	Peso del cavo kg/km	Portata di corrente (A) posa in aria 30°C	Portata di corrente (A) posa in terra 20°C
3x 35	7,0	59,6	4340	178	175
3x 50	8,2	62,7	5000	210	206
3x 70	9,9	66,8	5990	259	251
3x 90	11,6	70,8	7130	315	299
3x120	13,1	74,2	8170	361	341
3x150	14,4	77,5	9260	406	380
3x185	16,1	81,3	10710	467	431
3x240	18,5	87,3	13000	550	497
3x300	21,1	93,6	15490	630	560

b) a bassa tensione: unipolari FG7R per tensione nominale di 0.6/1 kV e temperatura max di esercizio 90°C.

Sezione nominale mm²	Diametro conduttore mm	Diametro esterno massimo mm	Peso del cavo kg/km	Portata di corrente (A) posa in aria 30°C	Portata di corrente (A) posa in terra 20°C
1x 1,5	1,5	7,9	50	25	27
1x 2,5	1,9	8,3	60	33	34
1x 4	2,4	9,0	80	43	44
1x 6	3,0	9,8	100	55	55
1x 10	4,1	10,8	150	76	73
1x 16	5,2	12,2	200	100	93
1x 25	6,3	13,8	300	135	120
1x 35	7,7	15,1	410	169	143
1x 50	9,4	17,1	550	207	168
1x 70	10,9	19,6	780	268	205
1x 95	12,7	22,2	1050	328	245
1x120	14,5	24,2	1300	383	278
1x150	15,6	26,8	1600	444	340
1x185	17,8	29,1	2000	510	351
1x240	20,0	32,2	2500	607	405
1x300	23,1	35,4	3300	703	455
1x400	26,7	39,9	4300	823	514

(in particolare della temperatura), delle modalità di posa e della vicinanza di altri cavi (tab. 41.V).

Infine, nel caso della media tensione, si deve scegliere la tensione di isolamento dei cavi in relazione alle tensioni fra le fasi e verso terra (tab. 41.VI).

Tabella 41.V – Coefficienti di correzione delle portate di corrente nei cavi a bassa tensione per temperatura dell'ambiente diversa da quella di riferimento.

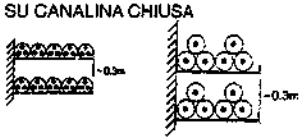
Tipo di isolamento	Tipo di posa	Temperature (°C)										
		15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
PVC	fissa in aria	1.17	1.13	1.07	1.00	0.92	0.84	0.75	0.65	0.54	0.40	0.20
PVC	fissa in terra	1.06	1.00	0.94	0.87	0.80	–	–	–	–	–	–
PVC	mobile	1.22	1.15	1.08	1.00	0.91	0.82	–	–	–	–	–
elastomero	fissa in aria	1.13	1.09	1.05	1.00	0.95	0.90	0.85	0.79	0.74	0.67	0.60
elastomero	fissa in terra	1.05	1.00	0.94	0.88	0.81	–	–	–	–	–	–
elastomero	mobile	1.11	1.15	1.08	1.00	0.91	0.82	–	–	–	–	–

CAVI TRIPOLARI O TERNE DI CAVI UNIPOLARI POSATI IN ARIA, A CONTATTO

IN CUNICOLO VENTILATO

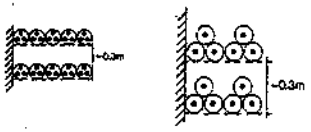
Numero di cavi o terne				
1	2	3	6	9
0.90	0.84	0.80	0.75	0.73

SU CANALINA CHIUSA



Numero di strati	Numero di cavi o terne				
	1	2	3	6	9
1	0.95	0.84	0.80	0.75	0.73
2	0.95	0.80	0.76	0.71	0.69
3	0.95	0.78	0.74	0.70	0.68
6	0.95	0.76	0.72	0.68	0.66

SU CANALINA APERTA



Numero di strati	Numero di cavi o terne				
	1	2	3	6	9
1	0.95	0.84	0.80	0.75	0.73
2	0.95	0.80	0.76	0.71	0.69
3	0.95	0.78	0.74	0.70	0.68
6	0.95	0.76	0.72	0.68	0.66

In sintesi e con riferimento ai sistemi in media e bassa tensione, la scelta del cavo richiede la preventiva definizione dei seguenti parametri fondamentali:
- tensione di esercizio e tempo di funzionamento con una fase a terra;
- condizioni di posa e prossimità con altri cavi;
- caratteristiche del carico (sia a regime sia durante l'avviamento o il sovraccarico), al fine di verificare la portata del cavo; questa portata deve essere anche confrontata con le caratteristiche di intervento del dispositivo di protezione;
- caratteristiche della rete (corrente di corto circuito, correnti di guasto a terra, ecc.).

Nei cavi BT si deve anche verificare la caduta di tensione, la quale, di solito, non dovrebbe superare il 2,5% nelle linee dell'illuminazione ed il 4% nelle linee della forza motrice.

Tabella 41.VI – Scelta del cavo a media tensione e con schermo sulle singole anime in funzione della tensione di esercizio nei sistemi trifase.

Tensione nominale U (kV)	Tensione massima U_m (kV)	Categoria	Durata massima del funzionamento con fase a terra	Tensione di isolamento dei cavi U_0 (kV)
6	7.2	A	fino ad 8 h	3.6
		B	oltre 8 h	6
10	12	A	fino ad 8 h	6
		B	oltre 8 h	8.7
15	17.5	A	fino ad 8 h	8.7
		B	oltre 8 h	12
20	24	A	fino ad 8 h	12
		B	oltre 8 h	15
30	36	A	fino ad 8 h	18
		B	oltre 8 h	26
45	52	A	fino ad 8 h	26
		B	oltre 8 h	36

U = tensione nominale d'isolamento fra due qualsiasi conduttori isolati;
U_m = tensione massima di utilizzo del cavo;
U_0 = tensione nominale d'isolamento fra un qualsiasi conduttore isolato e la terra.

Tale caduta di tensione si può calcolare, con sufficiente approssimazione, mediante la formula:

(41.1) $\Delta V = K \cdot I \cdot L$

nella quale:
- ΔV = caduta di tensione tra i conduttori (volt);
- I = corrente effettiva che percorre il cavo (ampere);
- L = lunghezza della linea (metri);
- K = coefficiente funzione della sezione dei cavi e del fattore di potenza, di cui la tab. 41.VII riporta alcuni valori (per ulteriori dati vd. tabella UNEL 35023-70).

Anziché con la (41.1), la caduta di tensione può anche essere calcolata con la formula (41.2), che sarà riportata a proposito della progettazione delle linee blindate.

Alle estremità dei cavi a media tensione si installano degli accessori (denominati "terminali") che adattano i gradienti di tensione in corrispondenza del passaggio fra l'isolamento del cavo e l'isolamento in aria. La scelta di un terminale

Tabella 41.VII – Valori del coefficiente K in funzione della sezione dei cavi e per $\cos\varphi = 0,9$.

Sezione nominale mm²	Cavi bipolari $\cos\varphi = 0,9$	Cavi tripolari $\cos\varphi = 0.9$
1,5	26,2	22,6
2,5	16,1	13,9
4	10,0	8,66
6	6,72	5,81
10	4,02	3,47
16	2,55	2,20
25	1,64	1,42
35	1,20	1,04
50	0,902	0,780
70	0,644	0,557
95	0,484	0,419
120	0,396	0,343
150	0,335	0,290
185	0,282	0,244
240	0,233	0,201
300	0,201	0,174
400	0,173	0,150
500	0,153	0,132
630	0,137	0,118

idoneo è altrettanto importante di quello del cavo. La fig. 41.7 illustra un terminale per interno ed un terminale per esterno.

Anche le giunzioni fra i cavi devono essere eseguite con accessori che consentano il controllo dei gradienti: la fig. 41.8 riporta il dettaglio di una giunzione fra cavi per MT.

Quando si devono alimentare robot e macchine che richiedono collegamenti elettrici mobili, si ricorre sovente a cavi speciali, alloggiati dentro profilati flessibili e scorrevoli (fig. 41.9): risulta così assicurata una buona protezione meccanica ed una ridotta usura dei cavi. I profilati sono componibili in larghezza ed in lunghezza e ruotano su cilindri di sostegno in materiale plastico, i quali, ove necessario, possono rotolare lungo tutta la corsa dei cavi.

Sono, infine, disponibili cavi flessibili con guaina antiusura avvolti su naspi rotanti motorizzati.

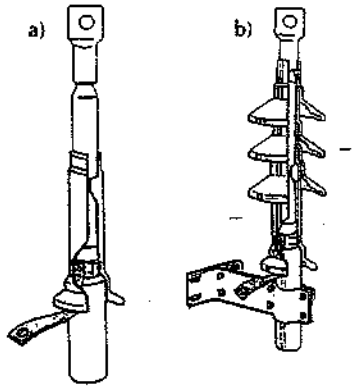


Fig. 41.7 – Terminali per interno ed esterno: a) tipo da interno; b) tipo da esterno.

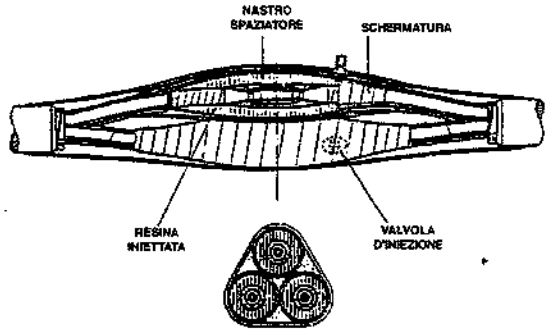


Fig. 41.8 – Giunzione per cavi MT.

Condotti sbarre

I condotti sbarre (fig. 41.10) – sovente denominati blindo o linee blindate – sono largamente usati negli impianti industriali per il trasporto e la distribuzione dell'energia in bassa tensione, stante la facilità di installazione, la possibilità di recupero e riutilizzo, la flessibilità di fronte a nuove disposizioni dei carichi (10). I costruttori, per rispondere alla evoluzione delle norme, producono condotti che possono essere utilizzati anche in condizioni ambientali severe, con gradi di protezione sino a IP65 (v. § 41.10); i conduttori sono in rame od in lega di alluminio. Le norme di riferimento sono le CEI 17-13 e le IEC 439-1 e 439-2.

Le "linee blindate" si possono indicativamente suddividere in:

– linee per trasporto e distribuzione energia con portate da 600 a 5000 A: lungo queste linee si possono derivare carichi ogni 1÷3 m mediante apposite apparecchiature (cassette cavi, interruttori automatici, ecc.), mentre la tenuta al corto circuito varia da 30 a 200 kA;

(10) Si confronti lo schema di distribuzione di fig. 41.11 con quello di fig. 41.12: è evidente la maggior semplicità dell'impianto in condotti sbarre.

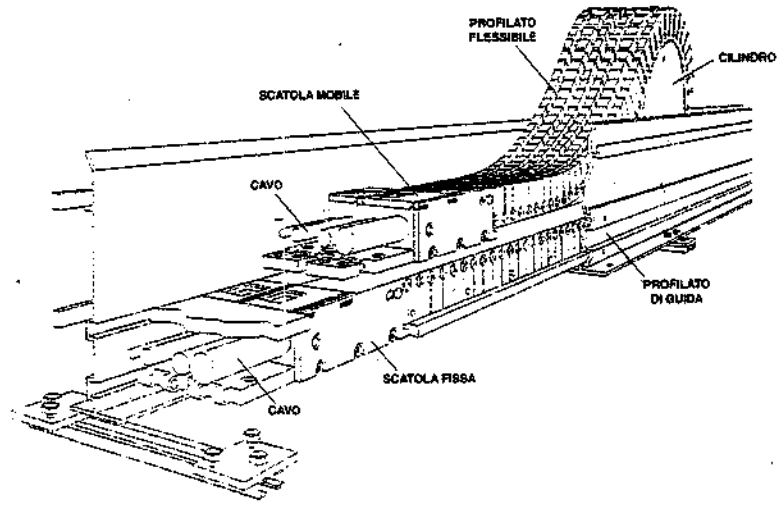


Fig. 41.9 – Cavi protetti con profilati flessibili.

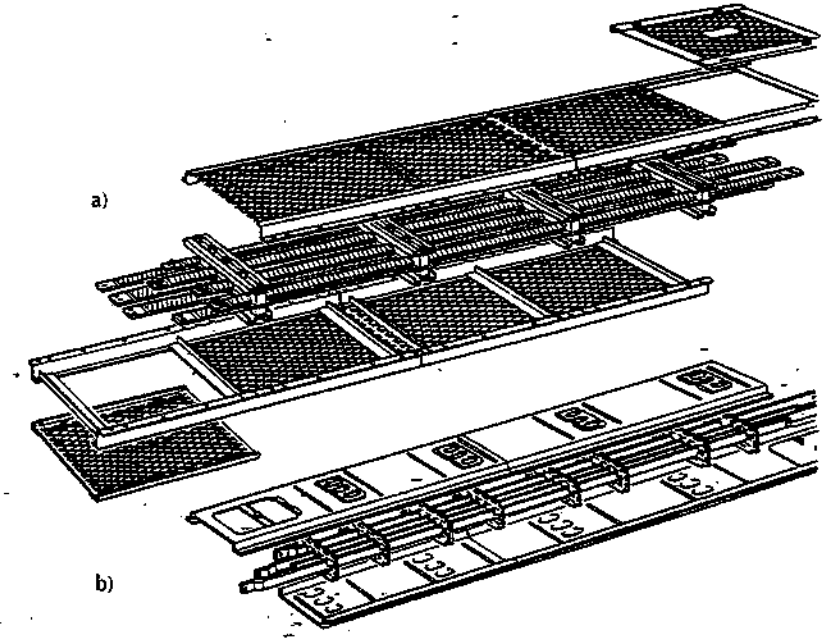


Fig. 41.10 – Condotti sbarre: a) per trasporto energia; b) per distribuzione energia.

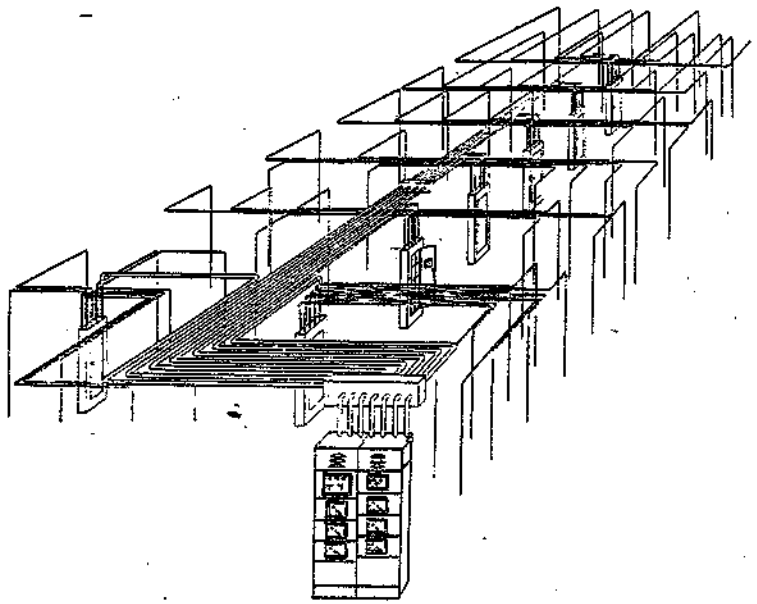


Fig. 41.11 – Impianto di distribuzione dell'energia elettrica mediante cavi disposti dentro tubi di protezione fissati a soffitto.

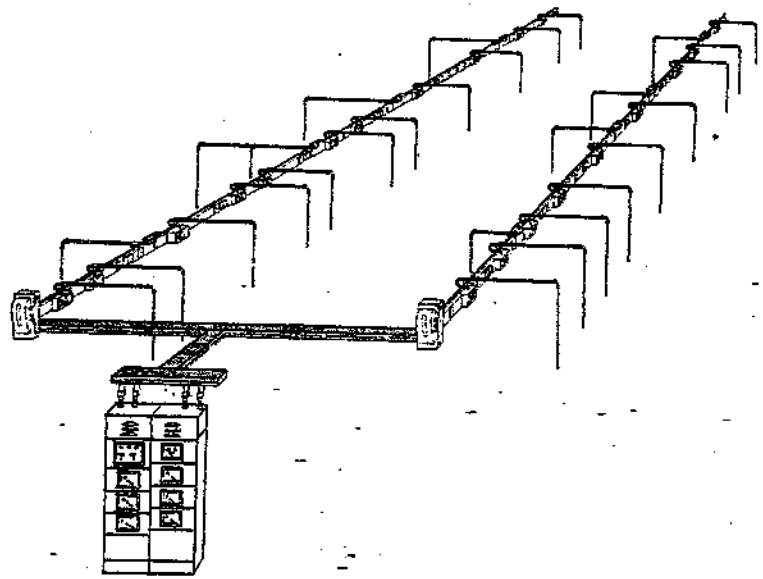


Fig. 41.12 – Impianto di distribuzione dell'energia elettrica mediante condotti sbarre.

- linee di distribuzione con portate da 150 a 900A (fig. 41.13): consentono di derivare carichi ogni 50 cm (mediante apparecchi di derivazione con organi di sezionamento e protezione) ed ammettono correnti di cortocircuito fino a 35 kA;
- linee di distribuzione leggera con portate sotto i 150 A e possibilità di derivare i carichi in ogni punto della linea;
- linee con portate della linea fino a 300 A, per carichi mobili.

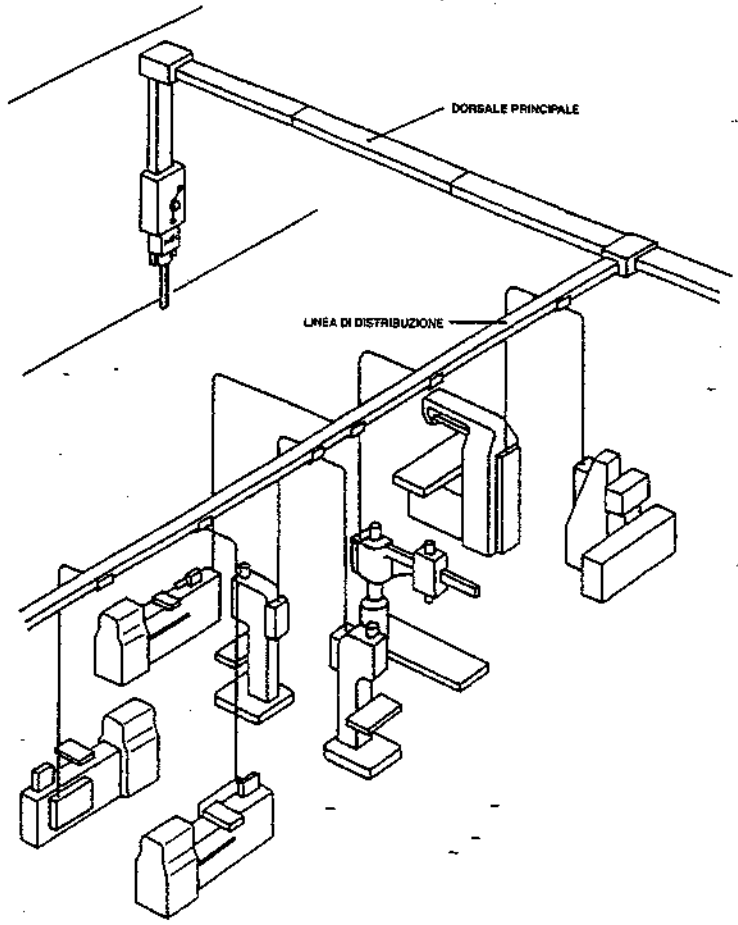


Fig. 41.13 – Distribuzione dell'energia elettrica mediante condotti sbarre prefabbricati (CEI EN 60439-1).

Le tabelle 41.VIII e 41.IX riportano le caratteristiche di condotti sbarre rispettivamente per il trasporto e la distribuzione dell'energia elettrica.

La scelta dei condotti sbarre comporta la preventiva definizione delle seguenti condizioni:
- carico complessivo che la linea deve portare;
- caratteristiche dei carichi, della rete (corrente di corto circuito, correnti di guasto a terra) e delle linee derivate.

I condotti sbarre sono corredati di componenti di serie, quali:
- scatole cavi intermedie e di testata;
- apparecchi di derivazione, con dispositivi di sicurezza e protezione mediante fusibili o interruttori automatici;
- accessori per il fissaggio a strutture metalliche ed in muratura;
- giunti di dilatazione, elementi con barriera tagliafuoco, protezioni antipioggia.

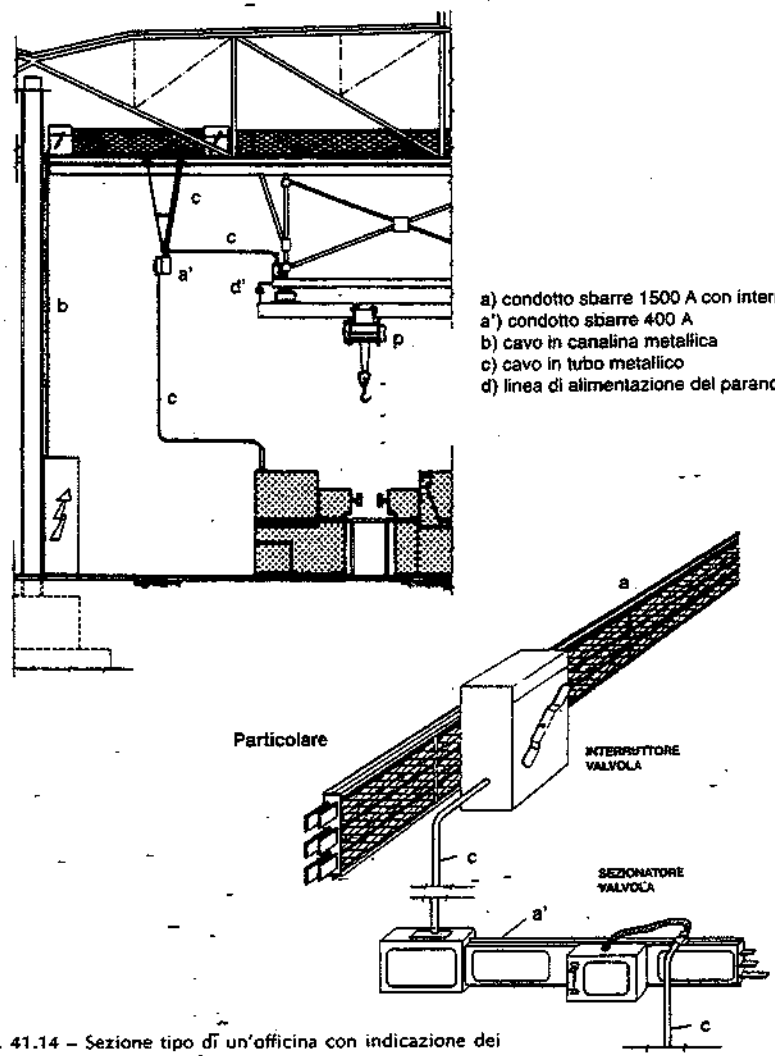
Tabella 41.VIII – Caratteristiche costruttive ed elettriche di condotti sbarre con grado di protezione IP21.

Dati caratteristici	Barre in rame					Barre in lega di alluminio				
Intensità nominale (A)	800	1350	2000	2500	3000	600	1000	1500	2000	3000
Resistenza (mΩ/100m) R	7,1	4,2	2,8	2,2	1,7	13,7	6,4	4,2	3,2	2,1
Reattanza (mΩ/100m) X	4,2	2,4	2,1	1,8	1,5	4,2	2,4	2,1	1,8	1,3
Impedenza (mΩ/100m) Z	8,3	4,9	3,5	2,8	2,4	14,3	6,9	4,7	3,6	2,5
Corrente nominale ammissibile di breve durata (kA)	33	45	60	75	90	28	40	50	60	90
Corrente nominale di picco ammissibile (kA)	67	91	129	161	193	57	81	102	129	193
Impedenza spira di guasto (mΩ/100m)	<73	<52	<47	<44	<42	<75	<49	<48	<44	<41

Tabella 41.IX – Caratteristiche costruttive ed elettriche di condotti sbarre con grado di protezione IP54.

Dati caratteristici	Barre in rame					Barre in lega di alluminio				
Intensità nominale (A)	250	350	450	700	900	150	225	320	400	630
Resistenza (mΩ/100m) R	23,2	15,4	10,9	8,2	5,4	52,0	27,0	18,2	13,6	8,2
Reattanza (mΩ/100m) X	17,4	17,4	17,4	13,4	10,6	17,4	17,4	17,4	13,4	10,5
Impedenza (mΩ/100m) Z	29,2	23,5	20,5	16,2	12,3	54,8	32,3	25,2	19,5	13,6
Corrente nominale ammissibile di breve durata (kA)	20	25	25	30	35	15	25	25	30	35
Corrente nominale di picco ammissibile (kA)	39	51	51	61	71	29	51	51	61	71
Impedenza spira di guasto (mΩ/100m)	<94	<84	<81	<65	<56	<124	<97	<91	<70	<59

La fig. 41.14 rappresenta una sezione tipo di un'officina meccanica; sono individuabili:
- un condotto sbarre da 1500 A con derivazione ad un quadro secondario mediante interruttore e cavo protetto da canalina metallica;
- un condotto sbarre da 400 A con derivazione ad una macchina utensile mediante sezionatore-valvola e conduttori disposti dentro un tubo metallico;
- un condotto sbarre derivantesi dalla linea blindata da 400 A, per l'alimentazione di un paranco elettrico (fig. 16.21).



a) condotto sbarre 1500 A con interruttore
a') condotto sbarre 400 A
b) cavo in canalina metallica
c) cavo in tubo metallico
d) linea di alimentazione del paranco p.

Fig. 41.14 – Sezione tipo di un'officina con indicazione dei condotti sbarre di distribuzione energia.

La fig. 41.15 rappresenta un dettaglio di installazione di linea blindata da 630 A, sospesa sotto le capriate dell'officina (con sostegni ogni 3 m) al fine di portarla più vicino ai macchinari da alimentare. La fig. 41.16 riporta invece un particolare dello staffaggio di un condotto sbarre da 1500 A sul fianco di una capriata. La fig. 41.17 riporta alcuni esempi di giunzione fra linee blindate.

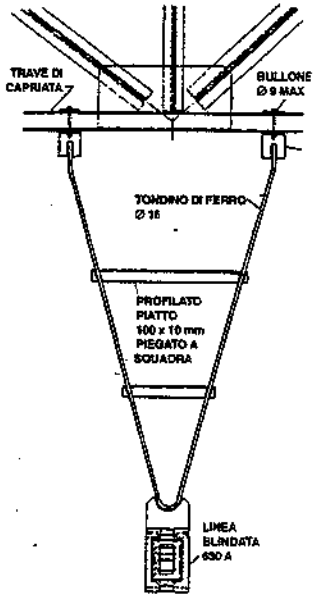


Fig. 41.15 – Linea blindata da 630 A sostenuta da uno staffaggio sospeso alla capriata.

Progettazione delle linee

Sia i cavi che i condotti sbarre presentano delle caratteristiche intrinseche: la resistenza R, la reattanza X e le temperature ammissibili nell'isolante T_i e nella guaina T_g. I primi due fattori condizionano la *caduta di tensione*, che – come già detto – dovrebbe essere contenuta entro il 2,5% per le linee luce ed il 4% per le linee forza (caduta totale dalla cabina all'utenza). La caduta di tensione ΔV (in volt), per una corrente I (in ampere) e per un fattore di potenza del carico ($\cos\varphi$) è data dalla formula:

(41.2) $\Delta V = k \cdot (R\cos\varphi + X\operatorname{sen}\varphi) \cdot L \cdot I$

dove R e X sono espressi in ohm/m, L è la lunghezza della linea in metri, I la corrente di linea in ampere, k un coefficiente che si assume pari a $\sqrt{3}$ nei sistemi trifase e pari a 2 nei sistemi monofase.

Nota la corrente I, la lunghezza L ed i valori di R e X relativi ad un determinato conduttore, si determina – per quel conduttore (avente una certa sezione) – la caduta di tensione e si verifica se è inferiore o meno al limite prefissato.

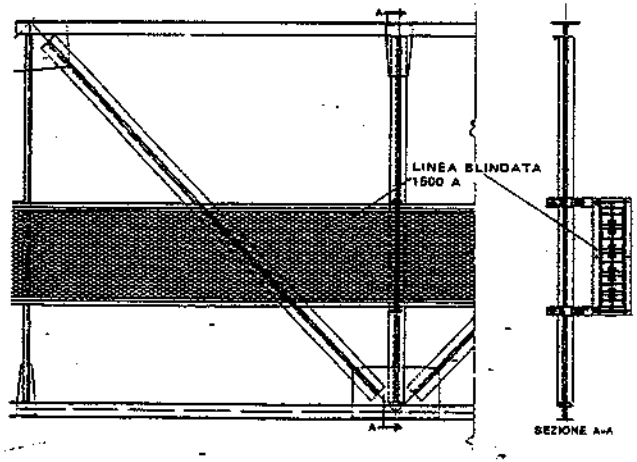


Fig. 41.16 – Condotto sbarre da 1500 A fissato alla capriata.

Come già accennato, la formula (41.2) è utilizzata anche per calcolare la caduta di tensione nei cavi, in alternativa alla (41.1) e con maggiore precisione.

Le già citate tabelle 41.IV, 41.V e 41.VI riportano i dati relativi ad alcuni tipi di cavi, mentre le tabelle 41.VIII e 41.IX contengono i dati caratteristici di alcune linee blindate con conduttori di rame e di alluminio.

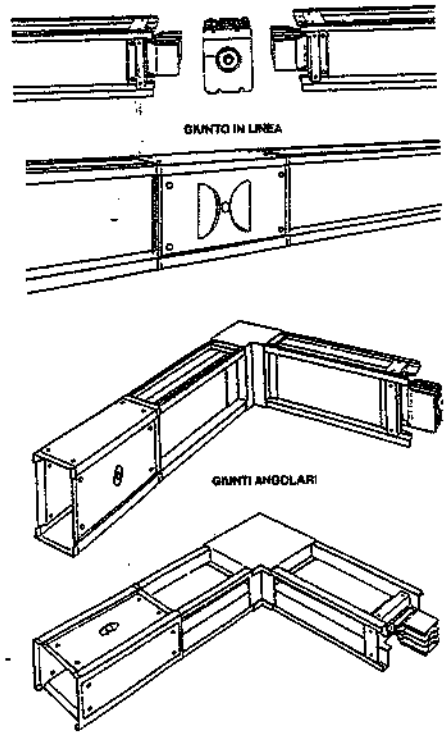


Fig. 41.17 – Modalità di giunzione fra condotti sbarre.

41.5. TRASFORMATORI DI POTENZA

Il trasformatore è una macchina elettrica, statica, ad induzione che – nell'uso più comune – riceve energia ad una data tensione e la eroga ad una tensione diversa, con frequenza invariata e modesta riduzione della potenza.

Le disposizioni di legge sull'inquinamento ambientale hanno influito in modo determinante sulle caratteristiche costruttive dei trasformatori, proibendo l'uso di isolanti a base di PCB (apirolio, piralene, ecc.) ed imponendo specifiche prescrizioni contro la dispersione dell'olio presente nei trasformatori in olio minerale.

I trasformatori attualmente più diffusi nell'ambito industriale sono:

- trasformatori isolati in carta immersa in olio minerale, impiegati principalmente all'aperto e per grandi potenze (tab. 41.X);
- trasformatori isolati in resine epossidiche autoestinguenti, idonei per ambienti interni, per tensioni sino a 24 kV e per potenze fino a 3150 kVA (tab. 41.XI) (11);
- trasformatori speciali: isolati a secco, in oli siliconici, ecc.

I trasformatori in olio sono macchine di elevata robustezza, con prestazioni atte a soddisfare le massime tensioni e potenze richieste in pratica. Per contro, occorre considerare il pericolo di incendio ed evitare – prevedendo vasche a tenuta – che l'olio si disperda in caso di rotture. Questi trasformatori sono adottati nelle stazioni di trasformazione AT/MT sistemate all'aperto e all'interno (in quest'ultimo caso sono più importanti i problemi conseguenti a incendio o spandimento dell'olio).

I trasformatori isolati in resina risultano affidabili, non sono inquinanti e non pre-

(11) Com'è noto, la potenza dei trasformatori dipende dalla corrente e dalla tensione; per questo motivo si parla di potenza apparente e la si misura in kVA (=kW/cosφ).

Tabella 41.X – Caratteristiche di trasformatori in olio con tensione primaria 20 kV.

Potenza nominale	Tensione di c.c.	Perdite a vuoto	Perdite a carico	Rendimento a pieno carico	Dimensioni di ingombro mm			Peso kg	
kVA	Ucc %	W	W	cosφ = 0.9	A	B	C	olio	totale
160	4	360	1850	98,49	1300	650	1360	180	950
200	4	440	2200	98,55	1300	700	1420	200	1100
250	4	520	2600	98,63	1300	700	1460	210	1200
315	4	630	3100	98,70	1400	750	1480	220	1300
400	4	740	3650	98,80	1400	750	1500	230	1450
500	4	820	4600	98,81	1680	750	1580	320	1800
630	6	900	5600	98,87	1780	1030	1600	410	2150
800	6	1100	7500	98,82	1900	1100	1650	490	2500
1000	6	1300	9000	98,87	1980	1100	1700	600	3050
1250	6	1650	11000	98,89	2160	1300	1820	700	3600
1600	6	2000	13000	98,97	2320	1300	1900	800	4300
2000	6	2400	16000	98,99	2400	1300	1980	910	5200

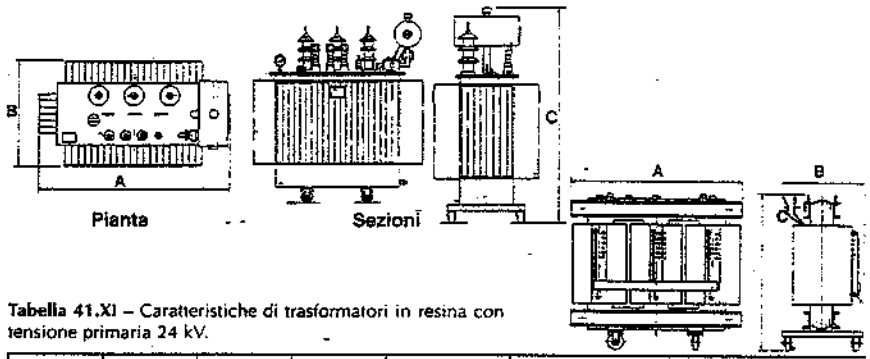


Tabella 41.XI – Caratteristiche di trasformatori in resina con tensione primaria 24 kV.

Potenza nominale	Tensione di c.c.	Perdite a vuoto	Perdite a carico	Rendimento a pieno carico	Dimensioni di ingombro mm			Peso totale
kVA	Ucc %	W	W	cosφ = 0,9	A	B	C	kg
160	6,25	650	2400	97,93	1350	720	1270	1050
200	6,25	750	2600	98,07	1470	735	1270	1200
250	6,25	880	3250	98,20	1480	740	1390	1380
315	6,25	1050	3850	98,30	1530	770	1470	1570
400	6,25	1200	4550	98,43	1570	880	1600	1800
500	6,25	1450	5200	98,54	1600	880	1650	2000
630	6,25	1650	6000	98,67	1640	890	1740	2300
800	6,25	1950	7200	98,75	1700	910	1900	2730
1000	6,25	2350	8600	98,80	1750	1020	2050	3150
1250	6,25	2750	10000	98,88	1820	1040	2150	3830
1600	6,25	3200	12500	98,92	1900	1050	2420	4600
2000	6,25	4300	14000	98,99	2050	1270	2500	5500

sentano pericoli di incendio. Per contro, costano più dei trasformatori in olio, non possono essere installati direttamente alle intemperie e pongono dei limiti alla tensione ed alla potenza unitaria. Sono molto utilizzati per la trasformazione MT/BT all'interno degli stabilimenti.

Nei trasformatori a secco, gli avvolgimenti sono isolati con nastri dielettrici e vernici non igroscopiche.

Un trasformatore viene definito in base alla norma CEI 14-4 mediante i seguenti parametri principali:

- tipo di macchina (trasformatore, autotrasformatore);
- classe di isolamento (A, E, B, F, H, C) dei materiali usati per isolare gli avvolgimenti dei trasformatori, cui corrispondono le seguenti temperature massime di funzionamento:
  classe A: 105°C
  classe E: 120°C
  classe B: 130°C
  classe F: 155°C
  classe H: 180°C
  classe C: >180°C;
- modalità di raffreddamento: naturale, forzato ad aria, a circolazione forzata di olio ed aria, ecc.;
- installazione e servizio: all'interno, all'esterno, ad altezza superiore a 1000 m sul livello del mare; servizio continuo o intermittente;
- tensione primaria, con indicazione delle prese di regolazione;
- tensione secondaria a vuoto;
- tensione di corto circuito (a cui sono legate le cadute di tensione in esercizio);
- frequenza;
- schema di collegamento (stella/triangolo, stella/stella, ecc.): i trasformatori MT/BT devono essere collegati triangolo/stella o stella/stella, con neutro a terra per ridurre la impedenza omopolare e selezionare i guasti verso terra tramite le protezioni magnetotermiche degli interruttori;
- regolazione del rapporto fuori tensione o sotto carico;
- potenza nominale (valori normali: 100 – 250 – 400 – 630 – 800 – 1000 – 1500 – 2000 kVA ed oltre, moltiplicando per 10 o per 100 le potenze precedenti);
- valori garantiti per: perdite a vuoto; perdite in corto circuito; corrente a vuoto; prove di tensione.

Va ricordato che i trasformatori possono funzionare correttamente in parallelo solo se hanno in comune determinate caratteristiche (tensioni primaria, secondaria e di corto circuito; schema di collegamento).

I trasformatori da 800÷1000 kVA, di buona costruzione, hanno rendimenti superiori al 98%. Poiché il rendimento è funzione delle perdite a vuoto ed in corto circuito, in fase di scelta economica dei trasformatori si deve considerare anche una capitalizzazione delle perdite.

I trasformatori devono essere protetti contro i contatti accidentali delle parti in tensione, contro i danneggiamenti meccanici e contro il pericolo di incendio.

Sotto i trasformatori isolati in olio minerale si deve prevedere una fossa a tramoggia per la raccolta dell'olio; gli stessi vanno installati all'aperto oppure in locali con muri e solai antincendio dotati di aperture verso l'esterno (fig. 41.18).

La fig. 41.19 evidenzia due possibili ubicazioni delle cabine di trasformazione: la prima esterna e la seconda interna all'officina.

La fig. 41.20 esemplifica una cabina (con due trasformatori) sistemata lungo il perimetro del fabbricato, mentre la fig. 41.21 si riferisce a una cabina (con un trasformatore) sistemata su soppalco all'interno dei reparti di lavorazione.

I locali in cui sono installati i trasformatori devono soddisfare la normativa antincendio (in particolare, per quanto concerne il REI delle strutture) ed avere dimensioni tali da consentire le operazioni di manutenzione e la sostituzione delle macchine o l'installazione di un nuovo trasformatore (ove se ne verifichi la necessità). Occorre inoltre prevedere una ventilazione, naturale o forzata, che impedisca aumenti inaccettabili della temperatura provocati dal funzionamento dei trasformatori (12).

La ventilazione naturale si ottiene di solito prevedendo un'apertura per l'entrata dell'aria esterna nella parte bassa del locale ed un'apertura per l'uscita dell'aria calda nella

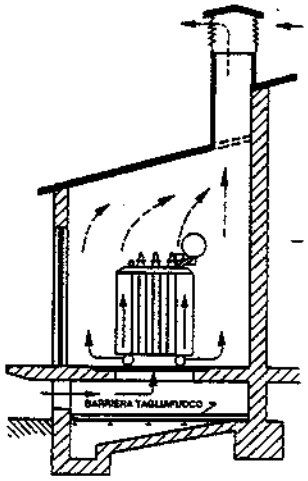
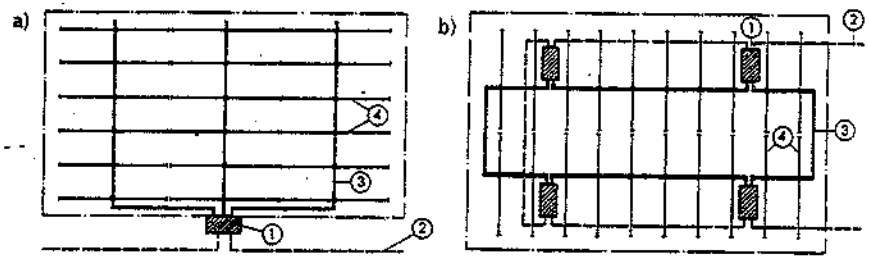


Fig. 41.18 – Cabina di trasformazione a ventilazione naturale e fossa raccolta olio.



1. Cabine di trasformazione – 2. Cavi MT – 3. Condotti sbarre BT tipo "trasporto" – 4. Linee blindate BT tipo "distribuzione".

Fig. 41.19 – Possibili dislocazioni di cabine elettriche: a) all'esterno dell'officina; b) dentro l'officina.

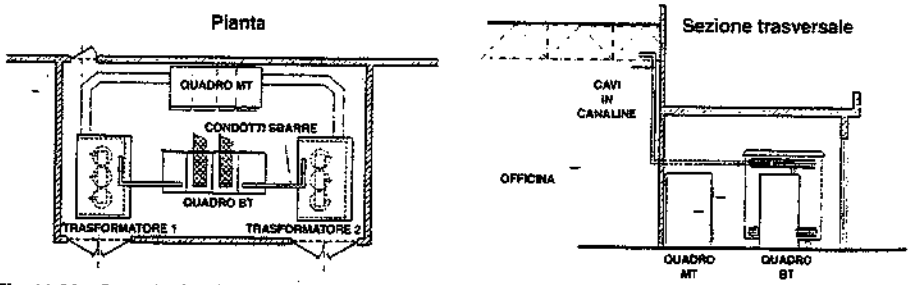
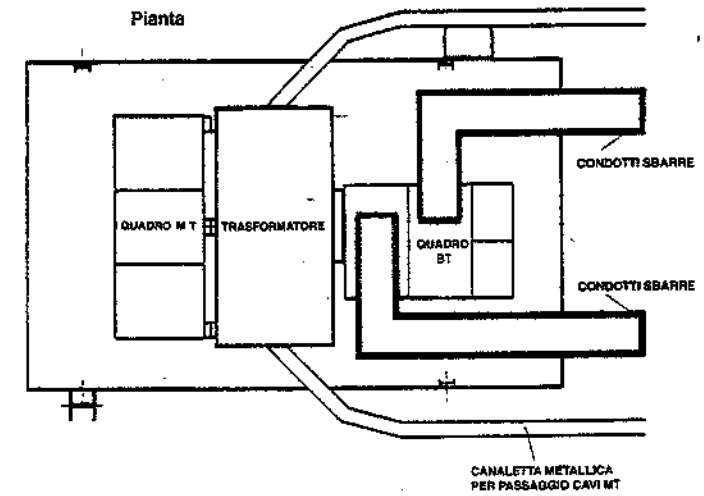


Fig. 41.20 – Esempio di cabina di trasformazione ubicata all'esterno dell'officina.

(12) Un'aerazione insufficiente determina una riduzione della potenza nominale dei trasformatori.



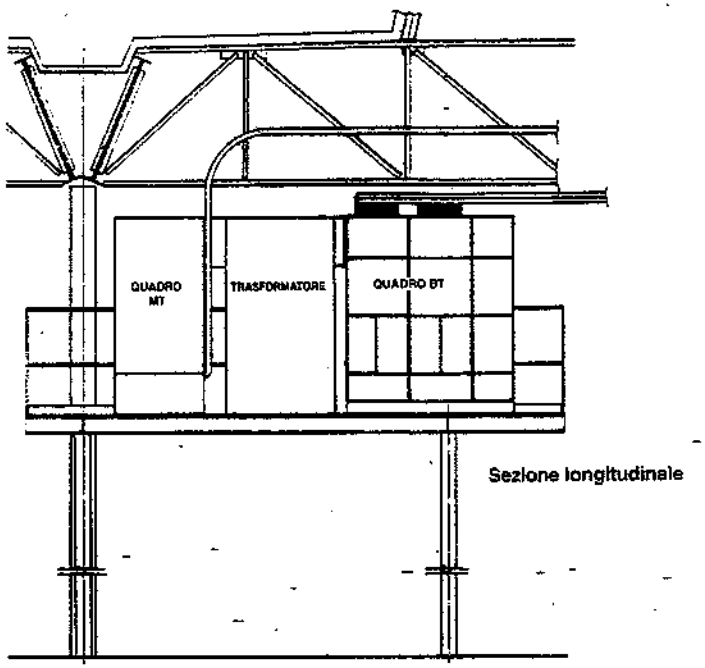


Fig. 41.21 – Esempio di cabina di trasformazione su soppalco dentro l'officina con trasformatore isolato in resina.

parte alta della parete opposta (fig. 41.22). La sezione minima delle aperture di entrata e di uscita dell'aria si può calcolare con le formule:

$$(41.3) \qquad S = \frac{0{,}2P}{\sqrt{H}} \qquad S' = 1{,}1\,S$$

nelle quali:

S e S' = superficie netta dell'apertura rispettivamente di entrata e di uscita aria, in m^2;

P = perdite totali (a vuoto ed a carico), in kW;

H = dislivello tra le due aperture, in metri.

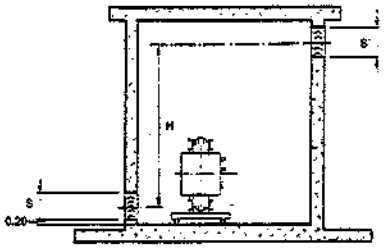


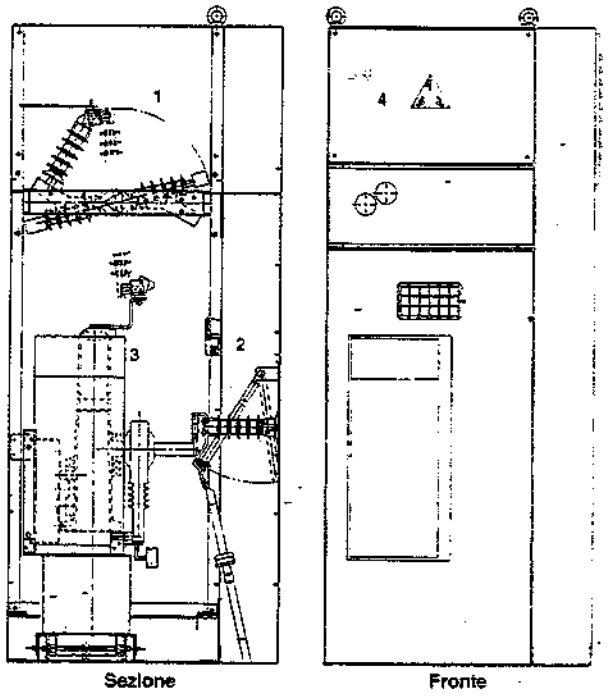
Fig. 41.22 – Aerazione naturale di un locale in cui siano installati uno o più trasformatori.

Se si ritiene che la temperatura ambiente possa superare i 40°C, deve essere prevista la ventilazione forzata, comandata da termostato; la portata da richiedere al ventilatore non dovrebbe essere minore di 0,05·P (in m^3/s).

41.6. APPARECCHIATURE ELETTRICHE

Le apparecchiature elettriche hanno la funzione di stabilire od interrompere il flusso dell'energia elettrica. Possono suddividersi in:

- *sezionatori*, in grado di aprire o chiudere un circuito in tensione, stabilendo od interrompendo correnti trascurabili;
- *sezionatori sotto carico*, atti ad aprire o chiudere un circuito in tensione, stabilendo correnti anche maggiori della nominale ed interrompendo la corrente nominale;



1. Sezionatore rotativo controsbarra – 2. Sezionatore di terra – 3. Interruttore in SF_6 su carrello – 4. Quadro protetto.

Fig. 41.23 – Quadro di tipo protetto per media tensione.

- *interruttori*, utilizzati per aprire e chiudere un circuito in tensione, nonché per stabilire ed interrompere la corrente di corto circuito;
- *contattori*, in grado di aprire o chiudere un circuito in tensione sottoposto ad un elevato numero di manovre (ad esempio, per l'azionamento di motori) con l'ausilio di una protezione contro il corto circuito (interruttore o fusibili);
- *valvole fusibili*, atte ad interrompere correnti di sovraccarico e di corto circuito mediante la fusione di un conduttore tarato interno.

Le suddette apparecchiature sono normalmente installate dentro quadri in lamiera: così, la fig. 41.23 rappresenta un quadro protetto nel quale sono racchiusi sezionatori ed un interruttore di MT; a sua volta, la fig. 41.24 riporta un quadro protetto in BT con interruttori per l'avviamento di motori elettrici.

Le apparecchiature sono essenzialmente definite in base ai seguenti dati:

- tensione nominale;
- corrente nominale;
- ambiente di installazione (all'interno o all'esterno);
- modalità di installazione (fissa, sezionabile, estraibile);
- fluido in cui avviene la estinzione dell'arco: aria, esafluoruro, vuoto, olio;
- corrente di chiusura;
- corrente di apertura in cortocircuito (potere di interruzione).

Esaminiamo separatamente le apparecchiature elettriche di alta, media e bassa tensione.

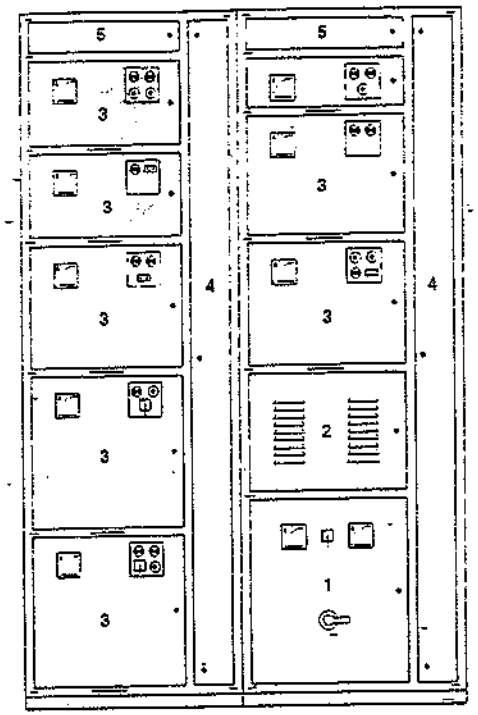
Apparecchiature AT

Negli stabilimenti industriali queste apparecchiature riguardano le tensioni di 145, 170 e 245 kV e correnti nominali unificate di 1250, 1600 e 2000 A.

Gli *interruttori* hanno generalmente camere di interruzione in esafluoruro (SF_6) e potere di interruzione da 20 kA in su; la manovra avviene mediante sistemi ad accumulo di energia (aria compressa, molle, ecc.).

I *sezionatori* sono del tipo rotativo od a pantografo, con sezionamento in aria; le correnti e le tensioni nominali sono le stesse degli isolatori.

Vanno sempre più diffondendosi le apparecchiature del tipo blindato, in cui tutti i componen-



1. Interruttore generale – 2. Scomparto trasformatore servizi ausiliari – 3. Cassetti partenza motori – 4. Scomparto cavi – 5. Scomparto sbarre.

Fig. 41.24 – Quadro di controllo motori a cassetti estraibili (*motor control center*).

ti (sbarre, sezionatori ed interruttori) sono contenuti in involucri metallici connessi a terra, con isolamento ottenuto mediante SF_6. Queste apparecchiature, a fronte di un costo sensibilmente elevato, occupano spazi ridotti ed offrono una buona sicurezza.

Apparecchiature MT

Gli *interruttori* prevedono generalmente lo spegnimento dell'arco in atmosfera con gas SF_6 (fig. 41.25) oppure sotto vuoto ed hanno poteri di interruzione da 12kA in su, tensioni nominali da 12 a 36kA, correnti nominali di 630A e oltre; la manovra avviene mediante sistemi ad accumulo di energia a molle.

Sono sempre più diffusi gli interruttori in esecuzione sezionabile, la quale consente interblocchi contro manovre errate ed una maggiore compattezza dei quadri.

I *sezionatori* sono poco usati, ad esclusione del sezionatore rotativo contro sbarra, impiegato in quadri di tipo protetto.

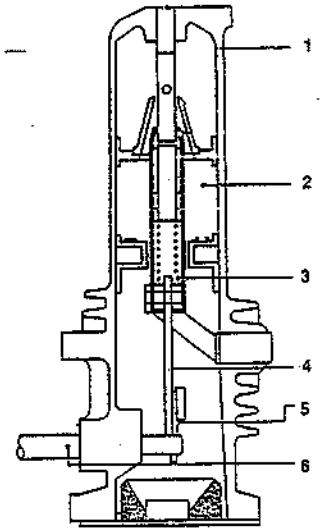
I quadri MT maggiormente in uso sono dei seguenti tipi:

- *quadri protetti* (fig. 41.23) con interruttori fissi od estraibili e sezionatori contro sbarra;
- *quadri blindati* (fig. 41.26) con interruttori sezionabili e quadro compartimentato per elementi funzionali (cella apparecchi ausiliari, cella interruttore, cella cavi uscenti, scomparto sbarre, cella TV);
- *quadri blindati a prova d'arco interno:* sono come i precedenti, ma la costruzione è tale da impedire il propagarsi di un eventuale arco interno agli scomparti contigui ed all'ambiente esterno;
- *quadri isolati in SF_6* (fig. 41.27): presentano una elevata sicurezza funzionale grazie all'uso del gas SF_6 come mezzo isolante delle sbarre e delle connessioni.

Apparecchiature BT

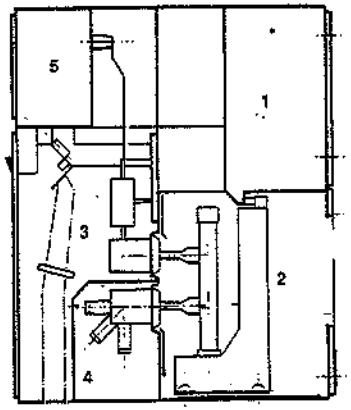
Gli interruttori BT sono suddivisi nelle seguenti classi principali:

A) *Interruttori aperti* (fig. 41.28), idonei alle più severe condizioni di esercizio con un range di portate da 1250 a



1. – Involucro isolante – 2. Camera di compressione – 3. Molla – 4. Biella – 5. Manovella – 6. Albero di comando.

Fig. 41.25 – Sezione di un interruttore di MT in esafluoruro.



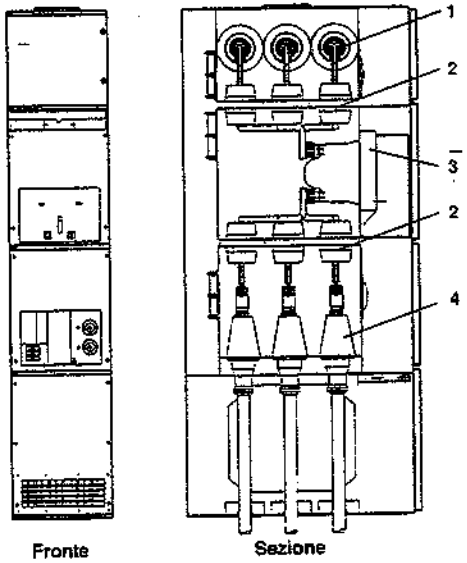
1. Scomparto ausiliari – 2. Cella interruttore – 3. Cella cavi – 4. Cella sbarre – 5. Scomparto trasformatore di tensione.

Fig. 41.26 – Quadro blindato per MT.

6000A, tensione nominale 660V, potere di interruzione sino a 120kA (a 380V). Possono essere in esecuzione fissa o sezionabile, con una vasta gamma di accessori, dai comandi motorizzati agli sganciatori per sovracorrente di vario tipo e campo di regolazione. È possibile anche corredarli di dispositivi elettronici per un sofisticato controllo a distanza e coordinamento degli interventi.

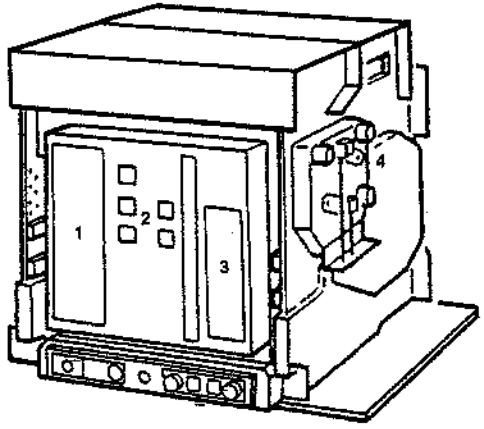
B) *Interruttori scatolati* (fig. 41.29): hanno registrato notevoli perfezionamenti, con esecuzioni e prestazioni simili a quelle degli interruttori aperti, range di portate da 100A a 3200A e potere di interruzione anche di 200kA (interruttori limitatori). Gli accessori disponibili sono numerosi (comandi, blocchi, bobine di sgancio), mentre si stanno diffondendo anche su questi interruttori gli sganciatori elettronici.

C) *Interruttori modulari* (fig. 41.30): sono impiegati in installazioni meno importanti, quali la distribuzione luce e le prese in uffici e servizi. Come dice il nome, ogni interruttore è costituito da più moduli affiancati aventi fun-



1. Sbarre – 2. Sezionatore – 3. Interruttore – 4. Terminali ad innesto per cavi.

Fig. 41.27 – Quadro isolato in esafluoruro: scomparto partenza linea.

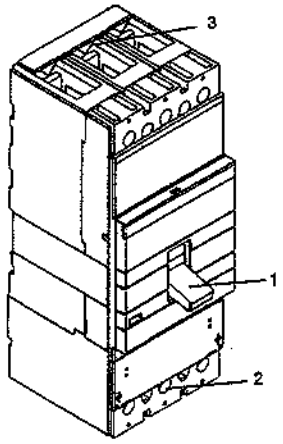


1. Piastra con indicatori digitali e regolazione sganciatori – 2. Pulsanti di manovra – 3. Targa con le caratteristiche – 4. Interblocchi per l'estrazione.

Fig. 41.28 – Interruttore in BT di tipo aperto.

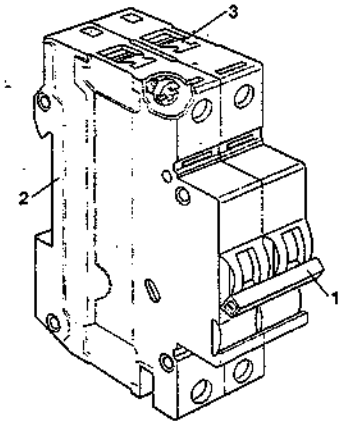
zioni definite (interruttore con sganciatore magnetotermico, interruttore senza sganciatore, modulo differenziale, contatti ausiliari). La tensione nominale è limitata a 440V e le portate sino a 100A; il potere di interruzione limite è di solito 4,5–6 o 10kA, ma può arrivare – in certe esecuzioni – a 50kA. Il montaggio viene effettuato con aggancio a scatto a rotaie unificate, il comando mediante leva anteriore.

Tra le apparecchiature BT di impiego industriale rientrano anche i *contattori* (fig. 41.31): si tratta di organi idonei a manovre ripetute per alimentare motori elettrici a media e bassa tensione, che devono



1. Leva di manovra – 2. Regolazione sganciatori – 3. Morsetti di connessione.

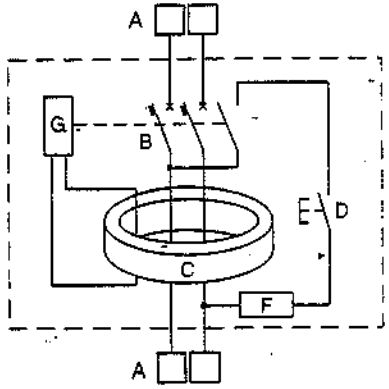
Fig. 41.29 –Interruttore BT di tipo scatolato.



1. Leva di manovra – 2. Aggancio a profilato normalizzato – 3. Morsetti di connessione.

Fig. 41.30 – Interruttore BT di tipo modulare.

Schema interruttore differenziale bipolare

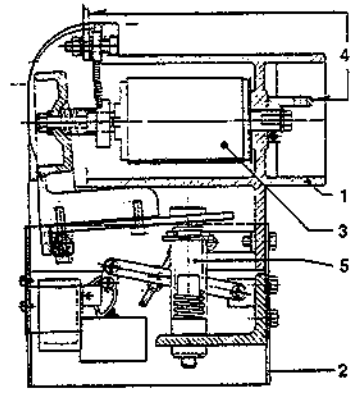


A. Morsetti – B. Contatti principali – C. Trasformatore differenziale – D. Pulsante di prova – F. Resistenza zavorra – G. Dispositivo di sgancio.

essere coordinati con interruttori ovvero con fusibili e sganciatori termici di sovraccarico.

La protezione contro i sovraccarichi ed i cortocircuiti è affidata a determinati dispositivi, quali relè termici, relè di massima corrente a tempo dipendente o indipendente. Se percorsi direttamente dalla corrente passante nel circuito, i relè si dicono diretti; se è interposto un trasformatore di corrente si dicono indiretti.

Si fa presente che l'elettronica a microprocessori permette lo sviluppo di funzioni di protezione, controllo e conduzione di impianto non realizzabili praticamente con tecnologie di logica cablata o tecnologie elettromeccaniche.



1. Monoblocco isolante – 2. Telaio metallico – 3. Ampolle sotto vuoto – 4. Terminali – 5. Elettromagnete di chiusura.

Fig. 41.31 – Contattore per MT.

41.7. IMPOSTAZIONE DEL PROGETTO DEGLI IMPIANTI ELETTRICI

In sede di progetto di un impianto elettrico occorre anzitutto definire:

- la tensione di alimentazione;
- la tensione di distribuzione (in relazione alla potenza assorbita, alle previsioni di incremento del carico ed alle caratteristiche della fornitura dell'energia di alimentazione);
- il tipo di rete da adottare e la posizione delle cabine;
- le potenze installate in ogni reparto dello stabilimento, suddivise per tipo e natura del carico, vale a dire:
  - macchinari per lavorazione a freddo dei materiali;
  - saldatrici elettriche;
  - forni elettrici ad arco, a resistenza, ecc.;
  - pompe, compressori, ventilatori;
  - illuminazione generale e particolare;
  - piccole utenze di forza motrice per uffici o comunque non attinenti alla produzione;
- la grandezza dei singoli carichi, tenendo presente che oltre i 300÷500 kW risulta per lo più conveniente l'alimentazione diretta a media tensione (se questa non supera i 10 kV) o con trasformatore particolare;
- la distanza dei reparti da alimentare, la possibilità di sistemazione delle cabine, il grado di sicurezza richiesto per l'alimentazione;
- la durata dei cicli lavorativi e la possibilità di limitare determinati assorbimenti alle ore notturne od a certi mesi dell'anno (estivi), allo scopo di ridurre la potenza massima assorbita o di avere dei consumi stagionali con energia a minor prezzo.

Si può impostare una valutazione di massima della potenza occorrente considerando le densità di carico (VA/m^2) ovvero i consumi di energia per unità di prodotto di industrie similari (tabelle 41.XII e 41.XIII).

Per una valutazione più precisa degli assorbimenti, al fine di stabilire la posizione delle cabine di trasformazione ed il percorso delle linee, occorre determinare la potenza reparto per reparto con il procedimento di seguito esposto.

La potenza installata in un reparto g, comprendente prevalentemente macchine simili (per esempio, presse), è data dalla somma delle potenze di targa P_i di ciascuna macchina del reparto:

$$(41.4) \qquad P_g = \sum_1^m P_i \qquad (kW)$$

La potenza installata P_i dell'intero stabilimento è data dalla somma delle potenze installate nei vari reparti:

$$(41.5) \qquad P_i = \sum_1^n P_g \qquad (kW)$$

La potenza elettrica assorbita, cioè la potenza che occorre effettivamente fornire al reparto g per consentirne il funzionamento, si ricava con la seguente formula:

$$(41.6) \qquad P_{Wg} = \frac{P_g \cdot f_n \cdot f_c}{\eta} \qquad \text{(potenza attiva in kW)}$$

ovvero

$$(41.6\text{ bis}) \qquad P_{Ag} = \frac{P_g \cdot f_n \cdot f_c}{\eta \cdot \cos\varphi} \qquad \text{(potenza apparente in kVA)}$$

essendo:
f_n = fattore di utilizzazione del macchinario;
f_c = fattore di contemporaneità;
η = rendimento medio dei motori (la potenza di targa è quella resa all'asse motore);
$\cos\varphi$ = fattore di potenza medio del carico (non rifasato).

Tutti questi coefficienti sono ≤ 1.

La potenza totale assorbita è data dalla somma delle potenze dei reparti:

$$(41.7) \qquad P_{WT} = \sum_1^n P_{Wg} \qquad \text{(potenza attiva totale in kW)}$$

ovvero

$$(41.7\text{ bis}) \qquad P_{AT} = \sqrt{(\sum_1^n P_{Wg})^2 + (\sum_1^n P_{Ag} \operatorname{sen}\varphi)^2} \qquad \text{(potenza apparente totale in kVA)}$$

Tabella 41.XII – Intensità di carico in vari tipi di industrie.

Industria	Carico specifico W/m²
Impianti chimici	250 ÷ 500
Fonderie	250 ÷ 400
Zuccherifici	110 ÷ 130
Cartiere	90 ÷ 110
Lavorazioni meccaniche	80 ÷ 100
Montaggio veicoli	60 ÷ 80
Apparecchiature elettroniche	60 ÷ 70

Tabella 41.XIII – Consumi di energia per unità di produzione.

Tipo di industria	Energia kWh	Unità prodotta
Automobili	1000	1 unità
Acciaio in lingotti	220	1 tonnellata
Acciaio laminato	300 ÷ 350	1 tonnellata
Ghisa	11 ÷ 25	1 tonnellata
Ossigeno	0,7	1 Nm³ di O_2
Zucchero (da barbabietola)	150	1 tonnellata
Carta	480	1 tonnellata
Polpa di legno	400	1 tonnellata

Se i vari reparti hanno il medesimo $\cos\varphi$, la sommatoria delle P_{Ag} è una somma algebrica.

In pratica, è difficile individuare coefficienti precisi ed insieme validi nella maggior parte dei casi. Si ricorre pertanto a formule semplificate del tipo:

$$(41.8) \qquad P_{Wg} = k P_g \qquad \text{(potenza attiva in kW)}$$

ovvero

$$(41.8\text{ bis}) \qquad P_{Ag} = \frac{k P_g}{\cos\varphi} \qquad \text{(potenza apparente in kVA)}$$

I valori più comuni di k e di $\cos\varphi$ sono riportati nella tab. 41.XIV. In particolare, il valore da attribuire al coefficiente k richiede un attento esame dei macchinari utilizzati e degli eventuali interblocchi funzionali previsti (situazione che sovente si verifica nei reparti di saldatura robotizzata). Tale coefficiente cresce al ridursi del numero di macchine considerate e tende a 1 (talvolta risulta k > 1 per una sola macchina in quanto questa può avere punte di avviamento, sovraccarichi, ecc.).

Tabella 41.XIV – Valori correnti del coefficiente k e del $\cos\varphi$.

Macchinario	k	cos φ
Macchine utensili	0,25 ÷ 0,4	0,6
Presse	0,3 ÷ 0,5	0,6
Saldatrici a resistenza	0,05 ÷ 0,2	0,4
Compressori e pompe	0,6 ÷ 0,9	0,8
Impastatrici, molazze	0,75 ÷ 0,85	0,75
Forni di verniciatura	0,75 ÷ 0,85	0,75
Forni a resistenza	0,8 ÷ 0,9	1
Forni ad arco	0,7 ÷ 0,9	0,75
Forni ad induzione	0,9	0,9
Illuminazione (lampade fluor.)	0,9 ÷ 1	0,5

Quando si considerano macchine speciali, in particolare quelle di elevata potenza, occorre coordinare nel tempo gli assorbimenti indicati dal costruttore della macchina con gli altri assorbimenti dello stabilimento, per evitare punte di carico che possono aumentare il costo dell'energia elettrica.

Nel caso delle saldatrici occorre anche verificare se sono monofasi o trifasi e definire il fattore di potenza nelle condizioni di massimo assorbimento.

Con i valori di P_{Ag} calcolati per ogni reparto di officina si verifica la linea di alimentazione elettrica sia agli effetti della portata di corrente sia dal punto di vista della caduta di tensione. Con il valore P_{AT} riferito ai reparti sottesi ad una cabina di trasformazione si effettua il dimensionamento dei trasformatori della cabina.

Soprattutto nel caso di grandi stabilimenti, risulta vantaggioso sviluppare il dimensionamento e la verifica delle reti elettriche automaticamente, mediante programmi per calcolatori.

Il carico sui trasformatori deve in genere risultare < 1 per consentire ampliamenti di rete ovvero mutue riserve fra trasformatori o fra cabine. Di solito, il rapporto fra la potenza del carico (rifasata al $\cos\varphi$ contrattuale) e la potenza dei trasformatori si sceglie fra 0,5 e 0,8.

Il rifasamento, ottenuto mediante condensatori statici, presenta i seguenti vantaggi:
– riduce la corrente da trasportare e quindi i costi di impianto e di gestione;
– evita le penali contrattuali, applicate per $\cos\varphi < 0,9$.

I condensatori possono essere collegati direttamente alle utenze ed ai trasformatori oppure installati sulle linee di distribuzione o in cabina.

La prima soluzione, semplice e poco costosa, viene adottata quando l'utenza ha potenza e tempo di funzionamento di una certa importanza; in genere, il condensatore deve avere una potenza in kVAr pari al 20÷30% di quella del motore e al 3÷8% di quella del trasformatore (i valori maggiori sono riferiti alle potenze più basse).

Il progetto della rete deve essere fatto in modo che si abbiano:
- equilibrio dei carichi sulle fasi;
- basse cadute di tensione nei conduttori; come già detto, queste cadute debbono essere contenute nei seguenti valori:
  - per circuiti luce: minori del 3%;
  - per circuiti di alimentazione macchinari: minori del 4%;
- suddivisione, con misure separate, dei carichi luce da quelli forza motrice e da quelli per riscaldamento e processi termici (causa la diversa tassazione);
- apparecchiature di protezione lungo i circuiti, quali fusibili, interruttori automatici, relè di tensione, isolamento, al fine di evitare condizioni anormali di funzionamento (sovraccarichi, corti circuiti, abbassamenti di tensione, mancanza di fase, guasti a terra, ecc.).

È buona norma comparare fra di loro alcune soluzioni tecnicamente accettabili per individuare quella ottimale sotto il punto di vista economico e di praticità di esercizio, tenendo presente quanto già detto al § 41.3.

41.8. MOTORI ELETTRICI

I motori elettrici trasformano con rendimenti elevati l'energia elettrica in energia meccanica e consentono di azionare in modo diretto gli organi delle macchine operatrici, limitando le trasmissioni meccaniche allo stretto indispensabile.

Il motore elettrico viene spesso fornito insieme con la macchina operatrice in quanto le caratteristiche dell'una e dell'altro sono fra loro strettamente interdipendenti.

I principali tipi di motori impiegati nell'industria si suddividono in:
a) motori asincroni;
b) motori sincroni;
c) motori a corrente continua.

Senza soffermarci sulla descrizione del funzionamento, si ricorda che un motore elettrico è costituito essenzialmente da due parti: una fissa (statore) e una rotante (rotore); la coppia motrice è generata dalle forze fra poli magnetici di segno opposto (fig. 41.32).

Nel motore asincrono l'alimentazione in corrente alternata trifase genera nello statore un campo magnetico rotante a velocità

$$n = \frac{60\,f}{p} \qquad (41.9)$$

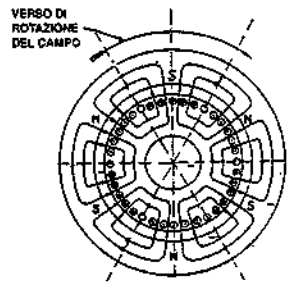


Fig. 41.32 – Schema del campo magnetico in un motore asincrono a 6 poli.

in cui:
n = numero di giri al minuto primo;
f = frequenza della rete elettrica (di solito 50 Hz);
p = numero di coppie di poli del motore.

Il campo magnetico del rotore viene indotto da quello statorico, purché vi sia una differente velocità di rotazione (scorrimento). Il motore asincrono si avvia quindi agevolmente, ma raggiunge una velocità di poco inferiore a quella sincrona (v. formula 41.9) e variabile con il carico.

Nel motore sincrono, il campo magnetico del rotore viene di solito generato da una alimentazione esterna ed i poli mantengono la loro posizione sul rotore stesso; pertanto, la velocità di rotazione del rotore è esattamente quella sincrona (formula 41.9). Il motore sincrono deve essere posto in rotazione come asincrono e successivamente eccitato. Esso può lavorare a fattori di potenza variabili in funzione della eccitazione ed è quindi adatto per azionamenti di grande potenza sia per la possibilità di rifasamento, sia per l'elevato rendimento.

Nel motore a corrente continua, il campo magnetico dello statore è fisso, mentre quello del rotore si sposta in senso opposto al senso di rotazione del rotore, alimentando successivamente diverse frazioni dell'avvolgimento mediante un organo detto collettore.

Il motore a corrente continua consente di regolare la velocità di rotazione in un vasto campo e quindi è largamente impiegato nell'industria per gli azionamenti a velocità variabile regolata (laminatoi, forni da cemento, macchine continue di cartiera, ecc.).

Caratteristiche funzionali dei motori asincroni trifasi

Questi tipi di motori sono i più diffusi per semplicità, robustezza e costo, inferiore a quello degli altri motori.

I motori asincroni trifasi si suddividono in due tipi principali (fig. 41.33):
- con rotore in corto circuito (a gabbia);
- con rotore avvolto (ad anelli).

Nel primo caso, l'avvolgimento del rotore è costituito da barre conduttrici saldate alle estremità. Nel secondo tipo, l'avvolgimento è formato da matasse di conduttori isolati i cui estremi vengono portati all'esterno mediante anelli con spazzole striscianti, chiudendo il circuito su una resistenza (reostato di avviamento).

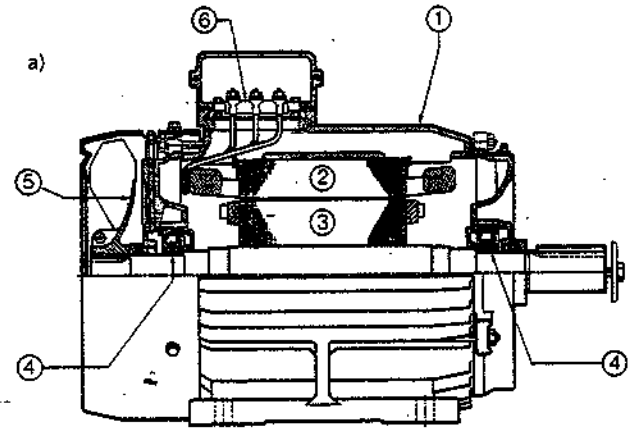
Il motore con rotore in corto circuito assorbe all'avviamento una corrente 4÷8 volte superiore a quella di servizio normale (fig. 41.34). Questo tipo di motore è il più economico e robusto ed ha rendimenti elevati.

Il motore con rotore avvolto può avviarsi anche con corrente uguale o inferiore alla nominale, variando la resistenza collegata agli anelli rotorici: si può pertanto mantenere una coppia elevata per tutta la durata dell'avviamento. Questo tipo di motore è il più adatto per azionare grandi macchinari con avviamento pesante (elevato momento d'inerzia, forte coppia resistente) anche se il rendimento, il costo e gli oneri di manutenzione lo rendono meno conveniente del motore con rotore in corto circuito.

La differenza fra la coppia di spunto C_m del motore e la coppia resistente C_r della macchina azionata è uguale alla coppia di accelerazione disponibile C_a, la quale dev'essere sufficientemente elevata (2÷3 volte C_r).

Il tempo di avviamento t_a del motore è dato dalla formula:

$$t_a = \frac{J \cdot n}{0{,}955 \cdot C_a} \qquad (41.10)$$



1. Carcassa – 2. Statore – 3. Rotore – 4. Cuscinetti a sfere – 5. Ventilatore – 6. Morsettiera – 7. Spazzole rotoriche – 8. Anello di tenuta.

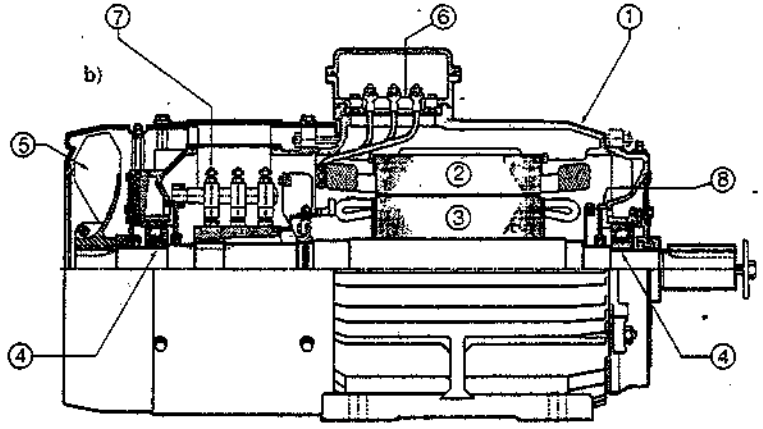


Fig. 41.33 – Motori asincroni: a) con rotore in corto circuito; b) con rotore avvolto.

nella quale:
J = momento d'inerzia in kg·m² del motore e della macchina;
n = velocità nominale in giri/min;
C_a = valore medio della coppia di accelerazione in N·m.

Quando il tempo di avviamento è superiore a 7÷10 secondi, esso condiziona la scelta del motore ed il proporzionamento dell'apparecchiatura elettrica.

I motori asincroni trifasi hanno una velocità a pieno carico inferiore di qualche percento a quella di sincronismo (praticamente uguale alla velocità a vuoto). La formula 41.9 mette in rapporto frequenza di rete, numero di poli e velocità a vuoto del motore.

Per alimentazione a 50 Hz sono normalmente in commercio motori asincroni aventi le seguenti caratteristiche:

Giri/min sincroni	3000	1500	1000	750
Giri/min effettivi	2800÷2970	1400÷1485	930÷985	700÷735
Numero di poli	2	4	6	8

Dietro richiesta vengono peraltro costruiti motori più lenti a 10÷16 poli.

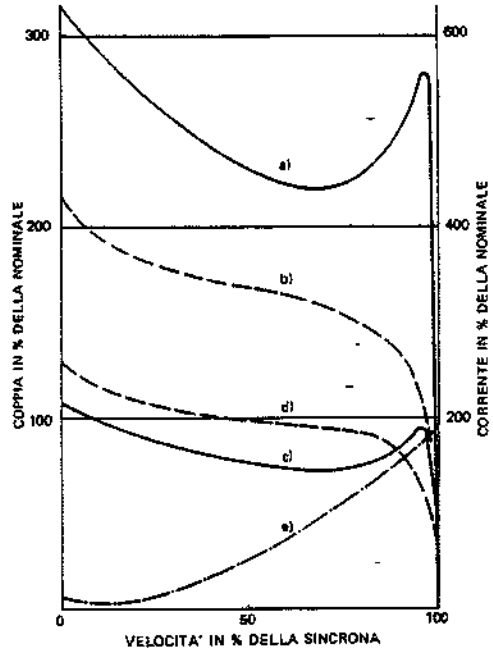
Poiché il costo del motore cresce rapidamente con il diminuire della velocità, può risultare più conveniente un motore veloce accoppiato a un riduttore meccanico che un motore lento senza riduttore.

Realizzando avvolgimenti speciali, vengono costruiti motori a due velocità, l'una doppia dell'altra, oppure a due od anche a tre velocità.

Citiamo ad esempio: 1500/3000 giri/min; 1000/1500 giri/min; 750/1000/1500 giri/min.

Questi motori sono spesso impiegati per regolare la portata d'aria dei ventilatori di non grande potenza. Per regolazioni più precise si adottano motori con regolatore elettronico della velocità.

Le principali grandezze elettriche caratterizzanti i motori sono:



a) coppia a piena tensione; b) corrente assorbita a piena tensione; c) coppia a tensione ridotta (1/1,73); d) corrente assorbita a tensione ridotta (1/1,73); e) coppia resistente (ventilatore).

Fig. 41.34 – Diagramma coppia/numero di giri e corrente/numero di giri di motori asincroni con rotore a gabbia.

– Potenza resa (sull'albero): P_n

– Potenza attiva (richiesta alla rete): $P_a = \frac{P_n \cdot 100}{\eta_{mot}}$

– Potenza apparente (richiesta alla rete): $P_{app} = \frac{P_n \cdot 100}{\eta_{mot} \cdot \cos \varphi_{mot}}$

– Corrente assorbita (richiesta alla rete): $I_n = \dfrac{P_a \cdot 1000}{V \cdot \cos\varphi_{mot} \cdot 1.73}$

– Corrente di avviamento (richiesta alla rete): $I_{avv} = KI_n$.

P_n e P_a sono espressi in kW; P_{app} in kVA; I_n in ampere; V in volt; K è un coefficiente compreso fra 4 e 8.

Per motori con rotore in corto circuito, a 2÷6 poli e potenze fra 30 e 100 kW, risultano: η_{mot}= 90÷92%; $\cos\varphi_{mot}$ = 0,8÷0,9. I cataloghi dei costruttori forniscono per ogni motore questi ed altri dati necessari al progettista. –

I motori sono garantiti per un funzionamento regolare a tensione e frequenza comprese fra ± 5% del valore di targa e per temperature ambiente non superiori a 40°C.

In genere, la frequenza è stabile, mentre la tensione dipende dalle condizioni di rete. Fermo restando l'obiettivo di contenere la tensione entro ± 5%, è preferibile avere tensioni più basse anziché più alte.

Caratteristiche costruttive e dimensionali dei motori

I motori elettrici (di qualsiasi tipo) sono caratterizzati dalla forma costruttiva, contrassegnata, nella unificazione IEC, con le lettere A, B, C, D, V e da un numero a una o due cifre che individua le posizioni dell'albero (orizzontale o verticale) e la sistemazione dei cuscinetti (su supporti indipendenti o flangiati alla carcassa statorica).

La tab. 41.XV riporta le forme più comuni per motori di largo impiego.

La protezione contro l'ingresso di corpi estranei e dell'acqua nel motore è codificata con le sigle riportate nel § 41.10, valide per tutti i materiali elettromeccanici. È da ricordare che nei locali con pericolo di esplosione sono richiesti motori antideflagranti.

Le perdite dissipate nelle parti attive del motore devono essere cedute all'ambiente per evitare che le sovratemperature superino quelle ammesse per i materiali impiegati.

Tabella 41.XV – Forme costruttive unificate di motori elettrici.

	B3	carcassa con piedi		V5	carcassa con piedi installazione a parete
	B5	carcassa senza piedi scudo a flangia		V1	carcassa senza piedi scudo a flangia
	B9	carcassa senza piedi senza scudo lato comando		V8	carcassa senza piedi senza scudo lato comando
	B14	carcassa senza piedi scudo a flangia con fori filettati		C2	motore con supporto ausiliario per trasmissioni a cinghia

I motori asincroni di potenza sino ad alcune centinaia di kW sono raffreddati mediante ventilatori applicati direttamente sull'asse motore (*motori autoventilati*).

Per motori di grande potenza ovvero a velocità variabile oppure in condizioni ambientali particolari, vengono usati anche ventilatori ausiliari o scambiatori di calore aria/acqua.

I motori asincroni trifasi con rotore in corto circuito, con protezione IP 55 e forme costruttive B3, B5, B14 sono unificati secondo norme CE, le quali impongono ai costruttori dimensioni e caratteristiche elettriche atte a rendere possibile l'interscambiabilità fra motori della stessa "grandezza" realizzati da costruttori diversi.

Tale unificazione riguarda una gamma di potenze più concentrata sulle basse potenze e meno sulle alte.

Protezione e sistemi di avviamento dei motori asincroni trifasi

I motori asincroni trifasi possono essere soggetti a danni elettrici e meccanici.

I *danni elettrici* sono originati da:

a) sovraccarichi;
b) avviamenti ripetuti o prolungati;
c) funzionamento in monofase;
d) tensione troppo bassa o troppo alta;
e) insufficiente ventilazione (dovuta a polvere, sudiciume, ecc.);
f) temperatura ambiente troppo elevata;
g) guasti di isolamento.

La scelta delle protezioni deve tener conto del valore del motore da proteggere, del servizio, dell'ambiente e della probabilità che si verifichi uno degli eventi indicati.

In genere, vengono adottate protezioni amperometriche di tipo a relè bimetallico sulle tre fasi, in grado di proteggere abbastanza bene il motore contro gli eventi *a*, *b*, *c*. Valvole fusibili o interruttori automatici proteggono il motore in caso di corto circuito interno conseguente all'evento *g*. Apparecchiature di comando a *contattore* lo proteggono contro forti abbassamenti di tensione. L'apparecchiatura dotata di questi dispositivi viene comunemente chiamata *salvamotore* o *telesalvamotore*.

Sui motori più importanti oppure operanti in condizioni molto impegnative vengono applicati dei rilevatori di temperatura interna del tipo a semiconduttori, sensibili anche agli eventi *e*, *f* e più efficaci dei relè termici bimetallici al verificarsi degli eventi *a* e *b*.

Sui motori a media tensione sono applicate protezioni collegate a trasformatori di corrente e tensione.

I *danni meccanici* possono dipendere da:

a) danneggiamento dei cuscinetti;
b) danni alla macchina operatrice per rotazione invertita;
c) danni alla macchina operatrice per rotazione senza lubrificante od in condizioni anomale;
d) vibrazioni;
e) ingresso di sostanze estranee che provocano attriti o danneggiamenti sulle parti elettriche.

Le protezioni adottate contro tali danni sono le seguenti:
- per l'evento a): un contaore di funzionamento avente il compito di coordinare i cicli di ingrassatura e cambio dei cuscinetti;
- per l'evento b): un relè di inversione di fase;
- per gli eventi c), d): segnalatori di pressione, livello, vibrazione, ecc.;
- per l'evento e): scelta di motori con tenuta alla polvere e all'acqua idonea alle condizioni di impiego.

In ogni caso è essenziale un ciclo di manutenzione programmata secondo le indicazioni del costruttore.

Il sistema di avviamento dei motori in esame dipende:
1) dalle caratteristiche della rete di alimentazione;
2) dalla coppia resistente e dal momento d'inerzia del complesso motore-macchina;
3) dalle caratteristiche del motore.

La fig. 41.35 illustra sinteticamente la ripartizione dell'energia richiesta dall'avviamento di un motore con rotore avvolto e di uno con rotore a gabbia, a parità di energia meccanica fornita.

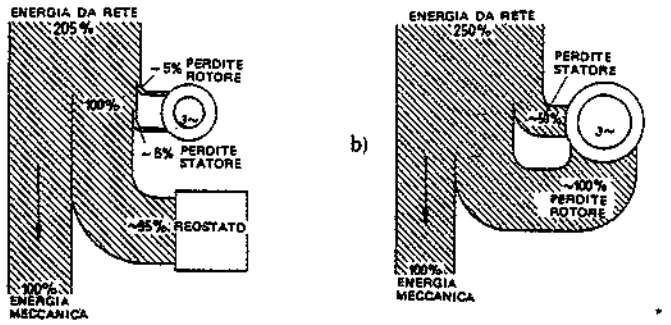


Fig. 41.35 – Energia dissipata nell'avviamento di motori asincroni: a) con rotore avvolto; b) con rotore a gabbia.

Risulta evidente che il motore con rotore a gabbia richiede alla rete una maggior potenza e dissipa le perdite di avviamento interamente al suo interno.

Durante l'avviamento di questo tipo di motore il fattore di potenza è basso e la corrente richiesta dalla rete è molto elevata (sino a 8 volte la corrente nominale).

D'altra parte, spesso non è consigliabile adottare il motore con rotore ad anelli (poco idoneo a frequenti avviamenti e con maggiori esigenze di manutenzione e maggiori costi): si ricorre pertanto a motori con rotore in corto circuito. In tali motori, si può ridurre la corrente di avviamento abbassando la tensione applicata sull'avvolgimento statorico mediante uno dei seguenti artifici (fig. 41.36):
- avviamento con avvolgimento collegato a stella e successivo passaggio al collegamento a triangolo (avviatore stella/triangolo), verificando però che la coppia resistente sia sempre inferiore alla coppia motrice;

- alimentazione del motore attraverso resistenze che provocano una caduta di tensione e vengono cortocircuitate dopo l'avviamento (avviatore a resistenze statoriche);
- alimentazione mediante avviatore statico, il quale regola la tensione in funzione della rampa di avviamento.

Gli ultimi due sistemi evitano delle forti punte di corrente al momento della variazione della tensione ai morsetti. Viceversa, il primo sistema offre una notevole semplicità e un costo ed un ingombro contenuti.

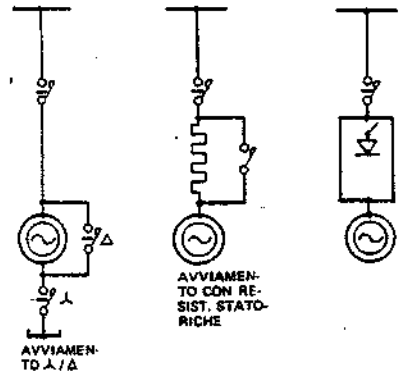


Fig. 41.36 – Schemi di avviamento per motori asincroni.

Va tenuto presente che, abbassando la tensione, la corrente si riduce in rapporto quasi lineare, mentre la coppia si riduce con rapporto quadratico: pertanto, la durata dell'avviamento cresce sensibilmente e, al limite, il motore potrebbe non portarsi alla velocità prevista per la commutazione di tensione e quindi assorbire egualmente una forte corrente (fig. 41.34).

Rileviamo ancora che nessuno dei dispositivi di avviamento a tensione ridotta sopra citati riduce la *quantità totale* di energia dissipata nel motore. Con un tempo di avviamento lungo si possono pertanto avere dei surriscaldamenti più intensi, essendo minore l'effetto della autoventilazione a giri ridotti.

Pertanto, nei limiti ammessi dalla rete, è preferibile scegliere un avviamento diretto.

Infine, va evidenziato il fatto che l'elettronica di potenza mette a disposizione degli impianti industriali apparecchiature che consentono sia di regolare la velocità di rotazione dei motori in modo continuo sia di ridurre le correnti di avviamento.

Criteri di scelta del motore

Il motore asincrono trifase dovrebbe essere scelto conoscendo bene le condizioni di esercizio, di alimentazione elettrica e ambientali.

In genere, il costruttore della macchina trascinata fornisce i seguenti dati:
- potenza consigliata per il motore;
- potenza assorbita dalla macchina;
- numero di giri nell'unità di tempo;
- tipo di accoppiamento (a giunto o a cinghia);
- forma costruttiva desiderata.

Nei casi più importanti o dietro richiesta indica anche:
- eventuali spinte assiali;
- diagramma coppia resistente/numero di giri (fig. 41.34);
- momento di inerzia (riferito all'asse-motore);

– esigenze d'avviamento (per esempio, limiti di coppia di spunto e coppia massima).

Ai dati suddetti si aggiungono quelli relativi alle condizioni ambientali, che possono consigliare l'adozione di motori a tenuta d'acqua e/o di polvere oppure richiedere declassamenti di prestazione per temperature ambiente elevate o per installazioni oltre i 1000 m di altitudine. Il seguente specchietto fornisce alcune indicazioni in merito.

Temperatura ambiente	°C	40	45	50	55	60
Coefficiente di riduzione	%	100	95	90	84	76
Altitudine	m	1000	1500	2000	2500	3000
Coefficiente di riduzione	%	100	97	94	90	86

Infine, si dovranno considerare le cadute di tensione nella rete di alimentazione provocate dall'avviamento del motore, tenendo conto del cosφ e della massima condizione di carico prevedibile.

Alla luce dei dati sopra elencati si individueranno sui cataloghi dei costruttori il motore più idoneo ed il relativo tipo di avviamento cercando, per quanto possibile, di adottare l'avviamento diretto. In tale scelta si deve tener presente che alcune caratteristiche (ad esempio, la corrente e la coppia di spunto) sono fornite con tolleranze che raggiungono ± 20%.

Una verifica attenta, con richiesta di esplicita garanzia da parte dei fornitori della macchina e del motore, è bene sia eseguita nelle situazioni più impegnative (forti potenze, frequenti avviamenti, velocità elevate, pericoli di vibrazione, precarie condizioni di rete).

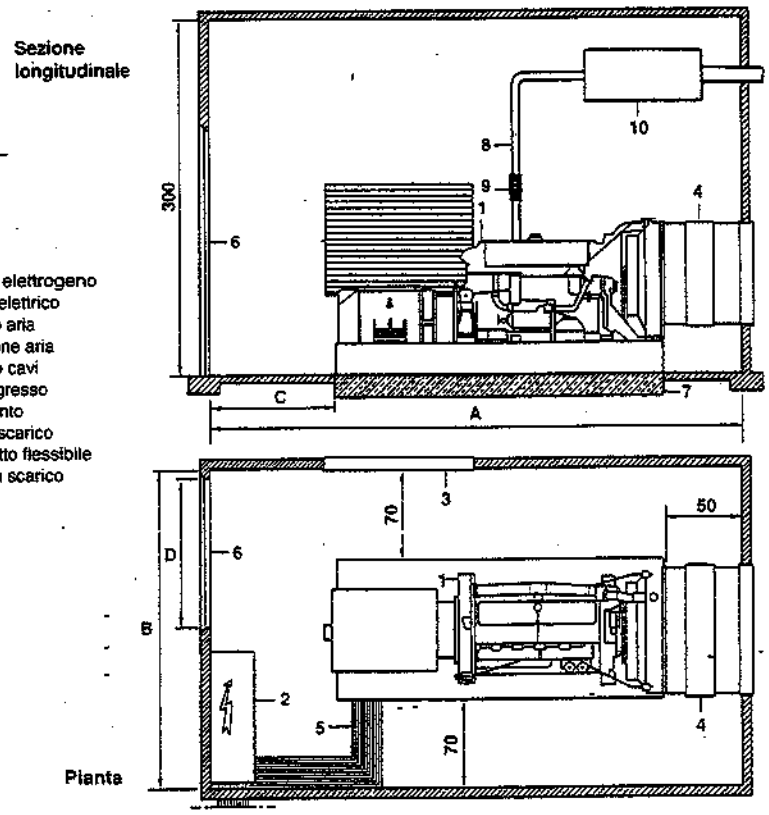
41.9. GRUPPI ELETTROGENI E GRUPPI DI CONTINUITÀ

La maggior complessità dei processi industriali ed il largo impiego dell'informatica richiedono di alimentare determinati utilizzatori con sorgenti non soggette ad interruzioni. Nei casi più semplici, è sufficiente che l'interruzione di energia sia limitata a pochi minuti, in altri casi non sono accettate discontinuità. A tali esigenze si fa fronte con i gruppi elettrogeni e con i gruppi statici di continuità.

I *gruppi elettrogeni* sono normalmente costituiti da un motore diesel di derivazione automobilistica, accoppiato ad un alternatore e corredato di apparecchiature che consentono l'immediato intervento al mancare della tensione e la commutazione sulla rete "privilegiata" entro 2-3 minuti. Le potenze vanno da pochi kW sino a circa 1000 kW: per potenze oltre i 500 kW diventano competitivi i gruppi a turbina a gas in grado di fornire potenze anche di decine di MW (integrate in sistemi di autoproduzione). La installazione dei gruppi elettrogeni (fig. 41.37) richiede che siano soddisfatte:

– le normative antincendio;
– la misurazione fiscale dell'energia prodotta con contatori piombati UTIF;
– la norma CEI 11-20 per impianti di produzione sino a 3000 kW;
– le disposizioni sull'inquinamento da rumore.

Sono disponibili sul mercato gruppi allogati in contenitore corredato dei necessa-



Potenza (kVA)	Peso (kg)		Dimensioni locale (cm)			
	statico	dinamico	A	B	C	D
20	670	1340	350	240	180	100
40	850	1900	360	240	180	100
80	1000	2000	410	240	170	100
130	1400	2800	430	250	170	120
150	1700	3400	460	270	160	140
250	2800	5600	480	270	160	140
350	3200	6400	500	290	160	160

Fig. 41.37 – Esempio di installazione di un gruppo elettrogeno automatico e principali caratteristiche di alcune macchine. Tutte le quote sono espresse in centimetri ed indicano valori minimi.

ri dispositivi di sicurezza e di adeguati silenziatori.

Nei *gruppi statici di continuità* (comunemente chiamati UPS) l'energia derivata dalla rete va ad un raddrizzatore che mantiene carica una batteria di accumulatori del tipo sigillato e fornisce energia ad un inverter; quest'ultimo trasforma l'energia da corrente continua in corrente alternata (fig. 41.38). Il dispositivo è normalmente corredato di by-pass statico che consente la commutazione rete/inverter al fine di poter provvedere alla manutenzione senza interrompere il funzionamento. Se viene a mancare l'alimentazione della rete, l'UPS può fornire energia, per un tempo correlato alla capacità della batteria di accumulatori (da 10 a 20 minuti in genere). Nei casi in cui si teme che un black-out prolungato provochi danni, si completa l'UPS con un gruppo elettrogeno adeguato.

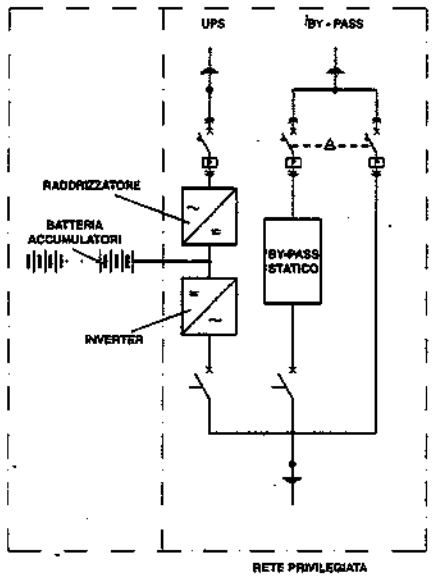


Fig. 41.38 – Gruppo statico di continuità (UPS).

41.10. INVOLUCRI PROTETTIVI

I componenti degli impianti elettrici (esclusi i cavi) sono racchiusi in involucri che assicurano un determinato grado di protezione contro gli agenti esterni (protezione dell'apparecchiatura) ed i contatti diretti (protezione delle persone).

La norma CEI EN 6052 classifica i "gradi di protezione degli involucri delle apparecchiature elettriche". Tale classificazione prevede un codice costituito dalle due lettere IP seguite da due cifre caratteristiche e due lettere addizionali (opzionali), i cui significati sono:

1) *Prima cifra caratteristica da 0 a 6*: indica il grado di protezione degli involucri delle apparecchiature per quanto riguarda:
   - la protezione dell'apparecchiatura interna contro la penetrazione di corpi solidi estranei;
   - la protezione delle persone contro l'accesso alle parti in tensione.
2) *Seconda cifra caratteristica da 0 a 8*: precisa il grado di protezione dell'apparecchiatura interna contro la penetrazione di acqua.

Se si usa una sola delle due cifre, l'altra è sostituita dalla lettera X.

3) *Prima lettera addizionale* (A – B – C – D): indica la protezione per le persone contro l'accesso a parti pericolose.
4) *Seconda lettera supplementare* (H – M – S – W): fornisce ulteriori informazioni per la sicurezza nell'uso dell'apparecchiatura.

La tab. 41.XVI riporta gli elementi del codice IP e – in sintesi – i relativi significati. Pertanto, a titolo di esempio, un involucro contrassegnato con il codice IP seguito dalle cifre 3 e 5 e dalle lettere C e S, ossia

IP35CS

è in grado di proteggere:
- l'apparecchiatura interna all'involucro contro la penetrazione di corpi solidi estranei di diametro ≥ 2,5 mm (ad esempio, sabbia o filo di ferro);
- le persone che impugnano attrezzi di diametro ≥ 2,5 mm (ad esempio, un cacciavite);
- l'apparecchiatura interna contro i getti d'acqua proiettati sull'involucro da tutte le direzioni;
- le persone che impugnano attrezzi di diametro ≥ 2,5 mm e lunghi 100 mm, contro l'accesso a parti pericolose (lettera C);
- l'involucro nei confronti di danni provocati dalla penetrazione di acqua ad apparecchiatura ferma (lettera S).

41.11. PROTEZIONE CONTRO I CONTATTI INDIRETTI

Le parti metalliche accessibili degli impianti elettrici, che non sono in tensione in condizioni ordinarie di esercizio, ma che possono andare in tensione in caso di guasto (masse), devono essere protette in modo da non costituire un pericolo per le persone (protezione contro i contatti indiretti).

Trattano l'argomento, in particolare, le norme CEI 11-8 (impianti di terra) e 64-8 (impianti utilizzatori a tensione nominale non superiore a 1000V). Va anche ricordata la Guida CEI per l'esecuzione degli impianti di terra di stabilimenti industriali.

I sistemi di III categoria sono esercíti con neutro a terra e quindi eventuali guasti a terra possono generare correnti elevate, dell'ordine di parecchi kiloampere. I sistemi di II categoria, per contro, funzionano a neutro isolato e la corrente di guasto a terra dipende dalla estensione della rete e dalle sue caratteristiche (aerea o in cavo); in ogni caso, la corrente non supera qualche centinaio di ampere. Nei sistemi di I categoria le condizioni di funzionamento possono essere diverse e, di conseguenza, possono riscontrarsi i seguenti sistemi di messa a terra:

sistema TN: un punto del sistema (generalmente il neutro del trasformatore) è collegato a terra, mentre le masse dell'impianto sono collegate a quel punto mediante il conduttore di protezione;

sistema TT: un punto del sistema (generalmente il neutro del trasformatore) è collegato a terra, mentre le masse dell'impianto sono collegate ad un impianto di terra indipendente;

sistema IT: il sistema elettrico ha il neutro isolato o a terra tramite una impedenza, mentre le masse sono collegate a terra.

Tabella 41.XVI – Classificazione dei gradi di protezione degli involucri di apparecchiature elettriche (CEI EN 60529).

N.B.: L'indicazione di un determinato grado di protezione implica che l'involucro sia anche conforme ai gradi di protezione inferiori.

Elemento	Cifre o lettere	Protezione dell'apparecchiatura	Protezione delle persone
Lettere caratteristiche	IP		
Prima cifra caratteristiche		contro la penetrazione di corpi solidi estranei:	contro l'accesso a parti pericolose con:
	0	(non protetto	(non protetto)
	1	di diametro ≥ 50 mm	il dorso della mano
	2	di diametro ≥ 12,5 mm	un dito
	3	di diametro ≥ 2,5 mm	un attrezzo Ø 2,5 mm
	4	di diametro ≥ 10 mm	un filo Ø 1,0 mm
	5	protetto contro la polvere	un filo Ø 1,0 mm
	6	totalmente protetto contro la polvere	un filo Ø 1,0 mm
Seconda cifra caratteristica		contro la penetrazione di acqua con effetti dannosi:	
	0	(non protetto)	
	1	caduta verticale di gocce d'acqua	
	2	caduta di gocce su involucro inclinato ≥ 15°	
	3	pioggia	
	4	spruzzi d'acqua da tutte le direzioni	
	5	getti d'acqua da tutte le direzioni	
	6	getti potenti da tutte le direzioni	
	7	immersione temporanea	
	8	immersione continua	
Lettera addizionale (opzionale)			contro l'accesso a parti pericolose con:
	A		il dorso della mano
	B		un dito
	C		un attrezzo Ø 2,5 mm, lungo 100 mm
	D		un filo Ø 1 mm, lungo 100 mm
Lettera supplementare (opzionale)		informazioni supplementari relative a:	
	H	apparecchiatura ad alta tensione	
	M	prova con acqua con apparecchiatura in moto	
	S	prova con acqua con apparecchiatura non in moto	
	W	condizioni atmosferiche	

Le figure 41.39, 41.40 e 41.41 illustrano la modalità di messa a terra dei tre sistemi elettrici citati ai fini della protezione contro i contatti indiretti.

I mezzi di protezione sono diversi per la bassa e la media tensione.

Bassa tensione

Negli impianti alimentati direttamente dalla rete di distribuzione pubblica di bassa tensione (sistema TT) le masse devono essere collegate a un impianto di terra di resistenza R_T che soddisfi la condizione $R_T \leq 50/I_{dn}$, dove I_{dn} è la corrente differenziale nominale d'intervento più elevata tra gli interruttori differenziali posti a protezione dell'impianto.

In alternativa, si possono utilizzare apparecchi con isolamento doppio o rinforzato, oppure utilizzare un trasformatore d'isolamento (protezione per separazione elettrica).

I circuiti a bassissima tensione di sicurezza, a tensione inferiore a 50 V e alimentati da un trasformatore di sicurezza non necessitano di protezione contro i contatti indiretti.

Negli impianti alimentati in media tensione, e quindi con propria cabina di trasformazione (sistemi TN), se il neutro è collegato direttamente alla stessa terra delle masse, per un guasto franco a terra sulla bassa tensione i dispositivi di sovracorrente o differenziali devono aprire il circuito entro 0,4 s per i circuiti terminali e 5 s per i circuiti di distribuzione. Allo scopo deve essere soddisfatta la condizione $U_0/Z_s \geq I_a$, dove U_0 è la tensione di fase e I_a è la corrente che determina l'intervento delle protezioni entro i tempi suddetti.

Se il neutro è isolato da terra (sistema IT) il primo guasto a terra determina la circolazione di una piccola corrente capacitiva I_d e le masse devono essere collegate a un impianto di resistenza $R_T \leq 50/I_d$.

In tale modo le masse non assumono una tensione superiore a 50 V e il guasto a terra può permanere senza dover interrompere il circuito. Per questo motivo, i sistemi IT sono utilizzati dove è preminente l'esigenza di continuità di servizio.

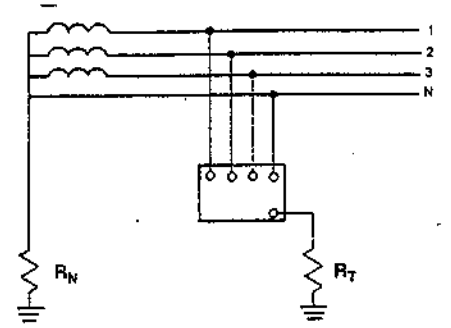


Fig. 41.39 – Sistema TT: le masse sono collegate ad un impianto di terra.

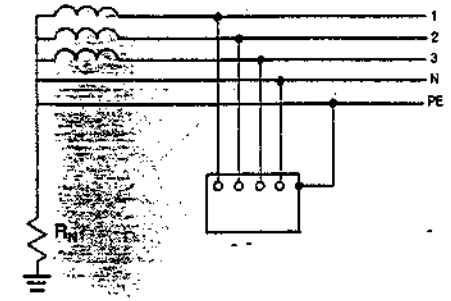


Fig. 41.40 – Sistema TN: le masse sono collegate al neutro e questo è collegato a terra.

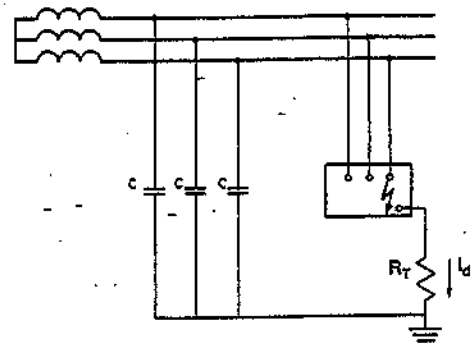


Fig. 41.41 – Sistema IT: il neutro è isolato da terra ed il riferimento a terra avviene tramite le capacità parassite.

Ad evitare che si stabilisca un secondo guasto a terra, è richiesto un dispositivo di controllo dell'isolamento.

Media e alta tensione

Un guasto a terra non deve determinare tensioni di contatto e di passo pericolose in relazione al tempo di eliminazione del guasto stesso, secondo quanto stabilito dalla norma CEI 11-8.

In genere, negli impianti utilizzatori si realizza un impianto di terra unico per l'alta, media, bassa tensione e per l'eventuale messa a terra del neutro.

41.12. PROTEZIONE CONTRO I FULMINI

Il principio di protezione contro i fulmini è quello della *gabbia di Faraday*: questa provvede ad intercettare il fulmine mediante i captatori (elementi metallici posti sul tetto), condurre la corrente a terra mediante le calate e disperderla senza danni nel terreno tramite idonei dispersori (figg. 41.42 e VI.17). L'insieme dei captatori, delle calate e dei dispersori prende il nome di LPS esterno.

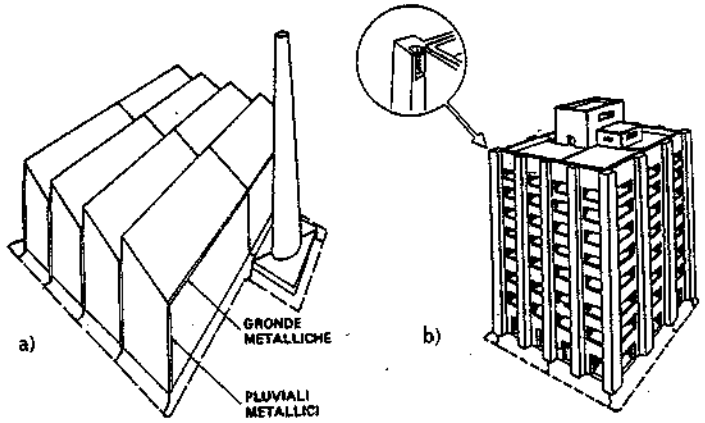


Fig. 41.42 – Esempi di protezione contro le scariche atmosferiche: a) di uno stabilimento industriale; b) di un edificio in cemento armato.

L'impianto di terra del parafulmine deve essere unito a quello già indicato per la protezione contro i contatti indiretti.

La corrente di fulmine costituisce un fenomeno impulsivo che può determinare tensioni indotte nelle spire costituite da corpi metallici e impianti elettrici e quindi scariche laterali pericolose entro il volume protetto. Per evitare questo pericolo si devono effettuare collegamenti equipotenziali diretti o tramite limitatori di tensione, secondo le regole indicate nella norma CEI 81-1. L'insieme di tali provvedimenti prende il nome di LPS interno.

LPS esterno più LPS interno formano il sistema di protezione contro i fulmini (Lightning Protection System).

41.13. CENNI SULL'AUTOPRODUZIONE DI ENERGIA ELETTRICA

Come già detto nel § 41.2, in Italia la produzione di energia elettrica è stata soggetta a vincoli. In pratica, era consentita alle industrie la sola costruzione di impianti "a recupero": sono così definiti gli impianti che utilizzano sottoprodotti delle lavorazioni industriali oppure che consentono di aumentare il rendimento globale di un processo industriale mediante utilizzazione "in cascata" dei *transfer* termici. L'energia prodotta doveva essere totalmente utilizzata nell'ambito del comprensorio industriale in cui era situato l'impianto di autoproduzione e non destinata ad altri utilizzatori.

A seguito della crisi energetica, le disposizioni legislative si sono evolute favorendo la "cogenerazione", vale a dire la realizzazione di impianti atti ad assicurare all'utenza industriale sia i fabbisogni termici sia quelli elettrici.

Si è pertanto assistito allo sviluppo di impianti di cogenerazione di potenza variabile preferenzialmente fra 3 e 50 MW elettrici; in genere, tali impianti trovano la convenienza economica nella disponibilità dell'ENEL ad acquistare, a prezzi di mercato, le eccedenze di produzione di energia elettrica.

La cogenerazione è sovente basata sulla produzione di vapore a pressione e temperatura superiori a quelle normalmente richieste per le esigenze tecnologiche e sullo sfruttamento del salto entalpico così disponibile in gruppi turbina-alternatore a contropressione (fig. 41.43.a).

In altri casi (fig. 41.43.b), si ricorre a gruppi turbina a gas-alternatore nei quali si bruciano gas naturale o – se disponibile – gas combustibili prodotti nel processo tecnologico e non altrimenti utilizzabili (come avviene nel caso delle raffinerie).

Negli impianti di dissalazione, il cui processo tecnologico utilizza vapore (è il caso del procedimento *multiflash* descritto nel capitolo 47), si può produrre il vapore occorrente ed energia elettrica con uno dei due sistemi suddetti.

Quando si dimensiona un impianto di autoproduzione utilizzante vapore destinato alle utenze tecnologiche e all'impianto di riscaldamento, si deve tener presente che l'andamento dei consumi di energia termica è sensibilmente diverso da quello dei consumi elettrici dello stabilimento, sia durante la giornata lavorativa sia, a maggior ragione, nelle diverse stagioni: l'autoproduzione dovrebbe pertanto utilizzare il solo vapore tecnologico (consumo di base), il cui fabbisogno è abbastanza costante nell'anno.

Tuttavia, nelle località con un numero di gradi-giorno (13) annui superiore a 2000÷2500, l'autoproduzione di energia può utilizzare anche una parte del vapore destinato al riscaldamento; si può cioè fare ragionevole affidamento per alcuni mesi all'anno su una potenza elettrica di base pari a circa il 20% di quella massima assorbita dal riscaldamento (fig. 41.44).

Una centrale termica con autoproduzione comporta investimenti elevati, per cui si deve sempre preventivamente impostare uno studio di fattibilità che tenga conto da un lato dei costi di ammortamento e gestionali e dall'altro del risparmio ottenibile grazie alla minore quantità di energia elettrica acquistata dall'ENEL o dalla AEM.

In tutti i casi, è sempre necessaria una alimentazione elettrica esterna, di potenza adeguata al fabbisogno senza l'autoproduzione o con autoproduzione ridotta, per consentire la continuità operativa di almeno una parte delle lavorazioni.

(13) Per la definizione di gradi-giorno, v. capitolo 43.

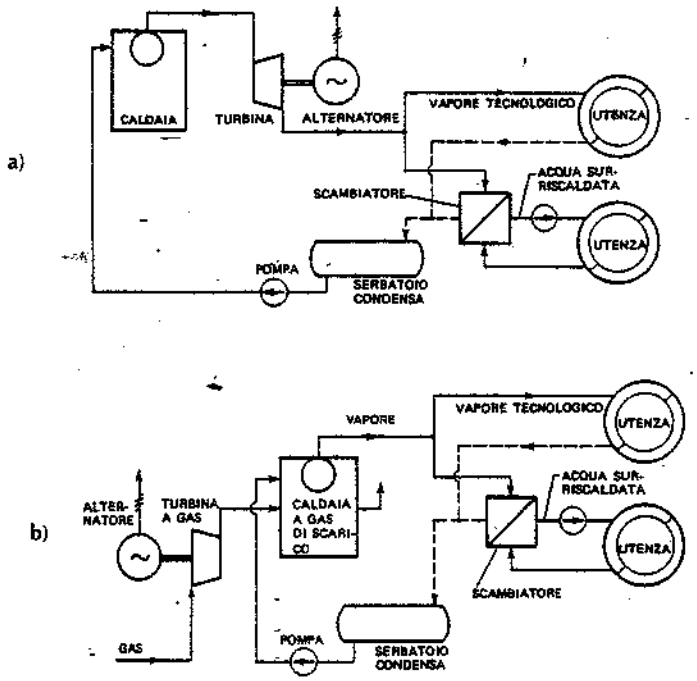


Fig. 41.43 – Schemi di autoproduzione con recupero: a) caldaia e turbo-alternatore a contropressione; b) turbo-gas e caldaia di recupero del calore dai gas di scarico della turbina.

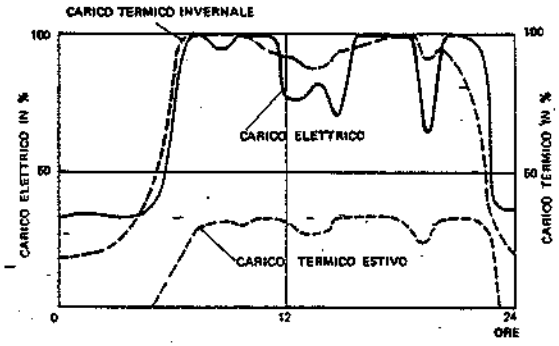


Fig. 41.44 – Andamento dei fabbisogni elettrici e termici in uno stabilimento meccanico nei giorni lavorativi.

Rientrano fra i sistemi di autoproduzione anche i gruppi elettrogeni ad intervento automatico, cui si è fatto cenno nel § 41.9: essi assicurano l'alimentazione dell'energia elettrica – in condizioni di emergenza – a determinati carichi privilegiati (illuminazione di sicurezza, centri elaborazione dati, forni fusori, magazzini frigoriferi, elettropompe di alimentazione dell'acqua antincendio, mescolatori di vernici, ecc.). Per l'installazione di tali gruppi, quando la potenza supera i 500 kW, occorre presentare domanda al ministero dell'industria.

41.14. BIBLIOGRAFIA

Comitato Elettrotecnico Italiano, *Norme CEI*, Milano.
G. De Bernardo e V. Carrescia, *Impianti di messa a terra*, Roma, ed. ENPI.
Norme per la prevenzione degli infortuni sul lavoro, Milano, L. di G. Pirola.
C. Clerici e E. Raimondi, *Il servizio elettrico*, Milano, F. Angeli.
D. Beeman, *Industrial Power System Handbook*, New York, McGraw-Hill Book Company.
L. Olivieri e E. Ravelli, *Elettrotecnica*, Padova, CEDAM.
V. Carrescia, *Fondamenti di sicurezza elettrica*, Milano, Hoepli.
SIEMENS, *Electrical Engineering Handbook*, Munchen.
AEG, *General Electrical Engineering*, Berlin, Elitera Verlag.
ABB Sace – Aifo – Anie – Bticino – Demag – Gore – Italco – Nova Cavi – Nuova Esi – Nuova Magrini Galileo – Pirelli cavi – Pogliano – Sea – Stem – Tesar, *Cataloghi tecnici*.

42. Impianti di illuminazione

42.1. GENERALITÀ

L'illuminazione di un locale industriale riveste particolare importanza sul benessere e sull'attività dei lavoratori, sulla percentuale di infortuni e sulla qualità della produzione.

Infatti, nei locali dove il livello di illuminamento è scarso si rilevano:
- un progressivo senso di stanchezza degli operatori;
- più elevate percentuali di infortuni;
- maggiori scarti nelle lavorazioni.

42.2. LA LUCE

Le radiazioni visibili fanno parte dell'energia raggiante che si propaga sotto forma di onde elettromagnetiche. I fattori che consentono di definire tale energia raggiante sono la lunghezza d'onda λ, la frequenza f e la velocità di propagazione c, legati dalla relazione

$$\lambda \cdot f = c = 299.793 \text{ km/s} \tag{42.1}$$

Le vibrazioni elettromagnetiche note si sviluppano su uno spettro continuo che occupa una vastissima gamma di lunghezze d'onda; solamente una banda ristretta di tali onde (fig. 42.1) impressiona la retina dell'occhio umano, risultando visibile. Lo spettro visibile è quello compreso all'incirca fra le lunghezze d'onda di 380nm (ultravioletto) e 780nm (infrarosso).

Il colore delle sorgenti di luce "bianca" è definito per comparazione con la luce emessa dal corpo nero portato ad una determinata temperatura, espressa in gradi kelvin. Ad esempio, tale temperatura è di 6500K per la luce solare e di 3000÷5000K per le lampade fluorescenti tubolari.

Lo spettro della luce emessa da una sorgente può essere continuo, cioè con emis-

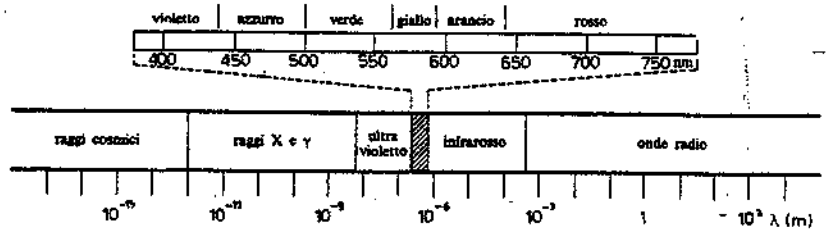


Fig. 42.1 – Spettro delle radiazioni elettromagnetiche.

sione non nulla in tutto il campo delle radiazioni visibili, oppure discontinuo se l'energia è concentrata in un certo numero di radiazioni monocromatiche. La luce solare e quella delle lampade ad incandescenza sono a spettro continuo. Lo spettro delle lampade a scarica in gas rarefatti è discontinuo; l'impiego di ampolle con polveri fluorescenti riduce la discontinuità di emissione di queste lampade.

42.3. UNITÀ FOTOMETRICHE

Le unità di misura delle grandezze fotometriche di uso corrente sono, nel Sistema Internazionale, quelle di seguito richiamate.

a) *Intensità luminosa:* l'unità di misura è la candela (cd) ovvero l'intensità luminosa emessa da un corpo nero alla temperatura di solidificazione del platino in direzione perpendicolare al foro di uscita (avente un'area di 1/600.000 m^2) sotto la pressione di 101.325 Pa (1,01325 bar).
b) *Flusso luminoso:* unità di misura il lumen (lm), flusso luminoso emesso nell'angolo solido di 1 steradiante (sr) da una sorgente puntiforme, isotropa, avente intensità luminosa di 1 candela: 1 lm = 1 cd·sr. Una sorgente con intensità 1cd in ogni direzione emette 4π lm.
c) *Illuminamento:* lux (lx), illuminamento prodotto su una superficie di area 1m^2 dal flusso luminoso di 1lm incidente perpendicolarmente: 1lux = 1lm/m^2.
d) *Luminanza:* nit (nt), luminanza (o brillanza) di una superficie di area 1m^2 che emette in direzione perpendicolare radiazioni con intensità luminosa di 1cd: 1nt = 1cd/m^2.

Di seguito, si riportano alcuni valori che le unità di misura sopra introdotte assumono nella pratica.

– Intensità luminosa:
  proiettore con lampada di 1000 lm: 80.000cd su pochi steradianti; diffusore con lampada da 1000 lm: 250cd su 90 sr.
– Flusso luminoso:
  lampada di segnalazione al neon: 0,6 lm;
  tubo fluorescente 36 W: 2500 ÷ 3300 lm;
  lampada al sodio ad alta pressione 400 W: 100.000 ÷ 140.000 lm;
  lampada allo xenon da 20.000 W: 500.000 lm.
– Illuminamento:
  chiaro di luna: 0,2 lx;
  illuminazione stradale: 5 ÷ 40 lx;
  illuminazione industriale: 100 ÷ 1.000 lx;
  luce solare: fino a 90.000 lx.
– Luminanza:
  luna: 4000 cd/m^2;
  cielo sereno: 3000 ÷ 5000 cd/m^2;
  tubo fluorescente: 3300 ÷ 13.000 cd/m^2;
  lampada a vapori di mercurio: 40.000 ÷ 250.000 cd/m^2;
  sole: $1600 \cdot 10^6$ cd/m^2.

La misura dell'illuminamento può essere eseguita mediante un luxmetro con cellula fotoelettrica adattata, mediante appositi filtri, alla curva di sensibilità dell'occhio umano. Le difficoltà dell'uso del luxmetro non sono diverse da quelle di un tester normalmente impiegato per le misure elettriche.

Anche il rilievo delle luminanze si effettua con apparecchi portatili (luminanzometri); il costo di tali apparecchi è abbastanza elevato ed il loro uso richiede una certa pratica; nel controllo delle caratteristiche di illuminazione che più interessano il comfort visivo, è indubbio che con il luminanzometro si ottengono dati molto più significativi rispetto al semplice rilievo degli illuminamenti con un luxmetro.

La misura dell'intensità luminosa e del flusso luminoso richiede attrezzature complesse; pertanto le caratteristiche fotometriche di un apparecchio per illuminazione od il flusso luminoso di una lampada devono essere rilevati presso laboratori specializzati, che sono in grado di rilevare anche altri dati interessanti, quali: rendimenti, temperature interne, tenuta agli agenti atmosferici per gli apparecchi di illuminazione; durata, spettro di emissione e temperature per le lampade.

42.4. L'ILLUMINAZIONE DELL'AMBIENTE DI LAVORO

La normativa

Nei locali adibiti ad attività lavorative, l'illuminazione deve permettere un facile riconoscimento degli oggetti e favorire l'attività da svolgere limitando l'insorgere dell'affaticamento e rendendo chiaramente percepibili le situazioni pericolose.

A quest'ultimo proposito, i D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626, e 18 marzo 1996, n. 242, prescrivono quanto segue:

1) i luoghi di lavoro che non siano ubicati in sotterranei devono disporre di sufficiente luce naturale ed essere dotati di dispositivi che consentano un'illuminazione artificiale adeguata per salvaguardare la sicurezza, la salute e il benessere dei lavoratori;
2) gli impianti di illuminazione dei locali di lavoro e delle vie di circolazione devono essere installati in modo che il tipo d'illuminazione previsto non rappresenti un rischio di infortunio per i lavoratori;
3) i luoghi di lavoro nei quali gli operatori sono particolarmente esposti a rischi in caso di guasto della illuminazione artificiale, devono disporre di un'illuminazione di sicurezza di sufficiente intensità;
4) le superfici vetrate illuminanti ed i mezzi di illuminazione artificiale devono essere tenuti costantemente in buone condizioni di pulizia e di efficienza.

Inoltre, la legge 5 marzo 1990, n. 46 ("Norme per la sicurezza degli impianti"), impone che gli impianti di illuminazione siano progettati, realizzati e mantenuti in conformità *a regola d'arte*. La stessa legge precisa che si intendono "costruiti a regola

d'arte gli impianti realizzati in conformità alle norme tecniche dell'UNI e del CEI, alla legislazione tecnica vigente od alla normativa emanata dagli organismi di normalizzazione degli altri paesi della CE".

Le prescrizioni tecniche più note in ambito CE sono:
- Italia: norma UNI 703801994 (1);
- Germania: norma DIN 5035-1979;
- Francia: norma NF X 35-103.
- Inghilterra: Recommendation IES (Illuminating Engineering Society).

Le tabelle 42.I e 42.II forniscono rispettivamente:
- gli illuminamenti previsti dalla norma UNI 10380-94 in alcuni ambienti industriali (2);
- i fabbisogni di energia per illuminazione in percento del fabbisogno totale di energia elettrica di stabilimenti tipo.

Tabella 42.I – Illuminamenti medi sul piano di lavoro riferiti a stati medi di invecchiamento ed insudiciamento degli impianti di illuminazione per alcune attività industriali.

Attività industriali	Illuminamenti medi lux
Fonderie	
preparazione stampi e stampaggio per lavorazioni pesanti	300
preparazione stampi e stampaggio per lavorazioni fini ed ispezione	500
Industria alimentare	
aree di lavoro in genere	300
processi automatici	200
Industrie chimiche	
processi automatici	100
sale controllo, laboratori, produzione farmaceutica	500
Industrie tessili	
filatura, bobinatura, tintura	500
tessitura, cucitura, stampaggio tessuti	750
Officine meccaniche e di montaggio	
banchi per lavorazioni medie e macchine automatiche	500
banchi per lavorazioni fini	750
Produzione abbigliamento	
taglio e cucitura	750
stiratura	500

N.B.: Ai fini della progettazione, l'illuminamento iniziale (di progetto) si ottiene moltiplicando quello medio per un *fattore di deprezzamento* (mediamente pari a 1,25), per tenere conto dell'invecchiamento e dell'insudiciamento dei materiali. Tale fattore è il reciproco del *fattore di manutenzione* di cui si dirà in seguito.

(1) UNI 10380-94 "Illuminazione di interni con luce artificiale".

(2) La norma raccomanda anche le tonalità di colore, la resa cromatica delle sorgenti luminose e la limitazione dell'abbagliamento.

Abbagliamento

Il campo di adattamento dell'occhio è molto esteso, includendo luminanze nel rapporto di 1 a 1 milione e oltre; però, il tempo di adattamento è variabile: minore per i valori elevati e maggiore per quelli bassi. La presenza nel campo visivo di sorgenti luminose con luminanza sensibilmente superiore a quella media sulla quale è adattato l'occhio, provoca una sensazione di disturbo chiamata abbagliamento.

Si distinguono due tipi di fenomeni:
1) *Abbagliamento perturbatore,* il quale riduce la possibilità di vedere chiaramente i dettagli od i contrasti. Può essere provocato da una sorgente luminosa con luminanza molto più elevata di quella degli oggetti da osservare oppure da riflessi sul compito visivo. Quando la sorgente è estremamente luminosa si possono avere fenomeni di cecità temporanea che, nel lavoro industriale, sono causa di infortuni o di errori.
2) *Abbagliamento inconfortevole:* la presenza di oggetti a luminanza molto più elevata, in genere alla periferia del campo visivo, provoca una sensazione sgradevole, pur senza disturbare la visione.

Per evitare condizioni di abbagliamento nei locali industriali vengono consigliati i rapporti di luminanza riportati nella tab. 42.III. La già citata norma UNI 10380 precisa che l'abbagliamento può essere causato sia dagli apparecchi di illuminazione (abbagliamento diretto), sia dalle elevate luminanze prodotte dalle superfici lucide (abbagliamento riflesso); fornisce inoltre indicazioni ed accorgimenti per limitare tali luminanze.

Tabella 42.II – Consumi di energia per illuminazione in alcune industrie espressi in percentuale dei consumi totali.

Tipo di industria	%
Fonderie	1÷3
Laminatoi	3÷5
Trafilerie	5÷8
Lavorazioni meccaniche	8÷10
Officine di montaggio	10÷25

Tabella 42.III – Rapporti di luminanza consigliati in ambienti industriali.

Rapporto luminanze fra:	Categoria A	B	C
1) Compito visivo e sfondo più scuro adiacente	3:1	3:1	5:1
2) Compito visivo e sfondo più chiaro adiacente	1:3	1:3	1:5
3) Compito visivo e sfondo più scuro lontano	10:1	20:1	–
4) Compito visivo e sfondo più chiaro lontano	1:10	1:20	–
5) Fra apparecchi di illumin. o finestre e superfici adiacenti	20:1	–	–

A = Aree d'officina con controllo della riflessione delle superfici, per condizioni visive ottime;
B = Aree d'officina con controllo della riflessione solo nelle zone di lavoro;
C = Aree interne ed esterne qualsiasi.

Fattori complementari del benessere visivo

L'esecuzione di compiti visivi impegnativi risulta facilitata da adeguate luminanze e contrasti. A tale fine si realizzano, caso per caso, sistemi di luce specifica, sfondi luminosi o scuri, luci radenti, atti a consentire una maggior facilità di visione.

Contribuiscono inoltre al benessere visivo i seguenti fattori:
- *uniformità di illuminazione:* negli ambienti di lavoro, la norma UNI citata suggerisce di contenere il rapporto degli illuminamenti di superfici vicine fra 1 e 5 e di considerare, agli effetti del benessere visivo, non solo il posto di lavoro, ma l'intero ambiente;
- *illuminazione di pareti, soffitto e pavimento:* la normativa tecnica consiglia, per gli ambienti di lavoro, i seguenti rapporti di illuminamento:
  - fra pareti e piano di lavoro: 0,5÷0,8;

• fra soffitto e pareti: 0,3÷0,9.

L'illuminazione del soffitto è particolarmente necessaria quando le operazioni lavorative costringono a rivolgere sovente lo sguardo verso l'alto (magazzini con impilamento mediante carrelli elevatori, montaggio di macchinari o trasporto di oggetti con paranchi o gru comandati da terra, ecc.).

42.5. L'ILLUMINAZIONE DEGLI AMBIENTI INDUSTRIALI

Sorgenti luminose

Per l'illuminazione dei locali industriali interessano sorgenti di elevata efficienza e lunga durata, aventi flusso e brillanza adeguati all'altezza di installazione.

Di seguito, elenchiamo i tipi di lampade più frequentemente adottati in pratica e le relative caratteristiche.

– *Lampade a incandescenza* con potenze variabili da 25 a 2000 W, efficienza di 10÷20 lm/W, vita media 1000 ore, temperatura del colore 2900-3100 K. Queste caratteristiche le rendono poco idonee all'uso in ambienti industriali, salvo che per installazioni particolari (per esempio, l'illuminazione specifica oppure ove si richiedano poche ore annue di accensione). I pregi sono: la luce sufficientemente bianca e con spettro continuo; l'immediata accensione; la mancanza di apparecchiature ausiliarie; il basso costo sia della lampada che dell'armatura. Inconvenienti sono: la vita breve; lo scarso rendimento; il calore sviluppato. Un tipo derivato sono le lampade a ciclo di iodio (alogene), che consentono maggior efficienza e durata e forniscono una luce più bianca. L'avvento di lampade fluorescenti compatte tende a ridurre l'impiego delle lampade a incandescenza sia per la loro maggiore durata sia per i minori consumi.

b) *Lampade fluorescenti tubolari* costituite da un tubo di vetro ricoperto all'interno di polveri fotoluminescenti, in cui si produce un arco di vapore di mercurio a bassa pressione. Le potenze unitarie più in uso vanno da 18 a 58 W, con efficienze di circa 90 lm/W; vita media di 6000÷12.000 ore, in relazione al tipo, al numero di accensioni ed alla costanza delle caratteristiche di alimentazione; temperatura del colore da 3000 a 6500 K a seconda delle polveri fluorescenti usate. Pregi: buona efficienza; possibilità di ottenere luci con ottima resa dei colori; lunga vita; costo contenuto; luminanza modesta, compresa fra 3000 e 13.000 cd/m^2; tempo di accensione molto breve. Inconvenienti: necessità di un alimentatore e, in genere, di uno starter; potenza limitata (il che comporta un numero elevato di tubi per conseguire forti livelli di illuminazione).

c) *Lampade a vapori di mercurio ad alta pressione* con scarica entro ampolla di quarzo protetto da bulbo di vetro, per lo più rivestito con polveri fluorescenti. Le potenze unitarie variano da 50 a 1000 W (ma più diffusi sono i valori 250 e 400 W), con efficienze di 35÷55 lm/W; la durata media è di circa 6.000 ore. Pregi, rispetto al tubo fluorescente: potenze unitarie elevate; ingombro ridotto. A sfavore: bassa resa cromatica; efficienza inferiore alle lampade fluorescenti; tempi di accensione ed in particolare di riaccensione piuttosto lunghi; luminanza elevata, da $4 \cdot 10^4$ a $25 \cdot 10^4$ cd/m^2.

d) *Lampade a vapori di sodio ad alta pressione*, nelle quali la scarica avviene in ampolla di quarzo con vapori di sodio. Al contrario delle lampade al sodio a bassa pressione, la luce non è monocromatica, ma copre uno spettro abbastanza completo. Le potenze unitarie vanno da 50 a 1000 W, con efficienze di 35÷120 lm/W e durata media pari a circa 16.000 ore; luminanza da 15 a 550 cd/cm^2. Il pregio essenziale di queste lampade rispetto a quelle a vapore di mercurio, è la maggior efficienza. A sfavore, sta il maggior costo sia della lampada che dell'alimentatore, una efficienza cromatica minore, la luminanza elevata.

e) *Lampade a vapori di alogenuri* (joduri metallici) con scarica in gas ad alta pressione di mercurio e alogenuri. Le potenze vanno da 70 a 2000 W (più diffuse quelle da 250 e 400 W), con efficienze da 70 a 95 lm/W e durata media di circa 6000 ore; la luminanza varia da $15 \cdot 10^4$ a $14 \cdot 10^6$ cd/m^2. I pregi di queste lampade, rispetto alle precedenti a scarica, stanno nella luce emessa, che consente una buona resa dei colori, e nella elevata efficienza. Per contro, la luminanza è alta e la durata limitata.

Si trascurano altre lampade di limitato impiego industriale, quali le lampade al sodio a bassa pressione, le lampade alogene e le lampade fluorescenti compatte.

La fig. 42.2 fornisce le efficienze delle diverse sorgenti luminose artificiali in funzione della potenza e del flusso luminoso delle stesse.

La scelta del tipo di lampada più adatto è fatta in base ai criteri che seguono:

Tipo di lampada	Adatto per
A incandescenza	– piccoli punti luce, proiettori e apparecchi stagni antideflagranti con poche ore di funzionamento;
Fluorescenti tubolari	– locali con altezza dei punti luce inferiore a 7 m (in genere 3÷3,5); – uffici e locali in cui è richiesta l'esatta percezione dei colori
Vapori di mercurio ad alta pressione con ampolla fluorescente	– officine con altezza di installazione sopra i 7 m (crescente con la potenza della lampada); – strade e recinzioni;
Vapore di sodio ad alta pressione	– officine con altezza di installazione sopra i 9-10 m (crescente con la potenza della lampada); – piazzali e strade con forte traffico,
Vapori di alogenuri	– officine con altezza di installazione sopra i 9-10 m, in cui è richiesta una buona resa cromatica (officine aeronautiche).

È da tenere presente che tutte le lampade a scarica in gas (sodio, mercurio, alogenuri, fluorescenti) richiedono un reattore per limitare la corrente; occorre inoltre un dispositivo di innesco dell'arco, costituito: da un generatore elettronico di sovratensioni (accenditore) per le lampade a vapori di sodio od alogenuri; dallo starter (o equivalenti) per le lampade fluorescenti. Il fattore di potenza (3) è compreso fra 0,5 e 0,65 nel caso di lampade a mercurio e fluorescenti e 0,22÷0,36 per il sodio. Si rende quindi necessa-

(3) Si definisce fattore di potenza il rapporto fra la potenza attiva (kW) e quella apparente (kVA).

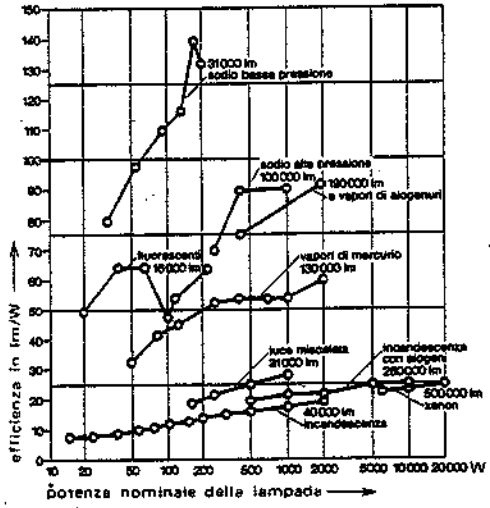


Fig. 42.2 – Efficienze luminose e potenze nominali di lampade per illuminazione generale.

rio rifasare l'impianto mediante condensatori singoli o centralizzati fino a $\cos\varphi 0{,}9$.

Le lampade a vapori di mercurio e di sodio non si accendono istantaneamente, ma richiedono, alla prima accensione, circa 5 minuti per il mercurio e 8 minuti per il sodio.

La tab. 42.IV riporta la potenza ed il flusso luminoso di lampade a scarica frequentemente impiegate nell'industria.

Tabella 42.IV – Potenza e flusso luminoso di lampade a scarica.

a) LAMPADE FLUORESCENTI		
W	alta resa luminosa lm	alta resa cromatica lm
18	1350	850
36	3350	2000
58	5200	3300

b) VAPORI DI MERCURIO	
W	lm
125	6300
250	13000
400	22000

c) SODIO ALTA PRESSIONE		
W	lm	
	tubolare	ellissoidale
150	14500	14000
250	28000	27000
400	48000	47000

d) JODURI METALLICI		
W	lm	
	tubolare	ellissoidale
150	11250	–
250	17000	17000
400	31500	30600

Apparecchi di illuminazione

Per apparecchio di illuminazione si intende comunemente il contenitore della sorgente luminosa, al quale sono affidate prevalentemente due funzioni:

- fornire una adeguata protezione meccanica, termica ed elettrica alla sorgente luminosa ed ai relativi componenti elettrici necessari per il funzionamento della sorgente stessa;
- modificare l'emissione del flusso della sorgente luminosa, adattandola alle necessità dell'impianto.

Quest'ultima funzione viene attuata prevalentemente:

a) concentrando in determinate direzioni il flusso luminoso emesso dalle lampade, in modo da ottenere una prestabilita distribuzione;
b) attenuando, quando necessario, l'eccessiva luminanza della sorgente o addirittura sottraendola alla visione diretta.

A seconda della percentuale di flusso luminoso inviato in alto, possiamo suddividere gli apparecchi in:

1) diretti	flusso verso l'alto	0÷10%
2) semi-diretti	flusso verso l'alto	10÷40%
3) diffondenti	flusso verso l'alto	40÷60%
4) semi-indiretti	flusso verso l'alto	60÷90%
5) indiretti	flusso verso l'alto	90÷100%

Nell'ambito industriale sono applicati prevalentemente apparecchi del tipo 1-2 e 3).

Il rendimento dell'apparecchio viene usualmente definito come il rapporto percentuale fra il flusso emesso dall'apparecchio e quello emesso dalla lampada nuda, entrambi rilevati con appositi strumenti. Su apparecchi industriali diretti o semi-diretti si può considerarlo compreso fra il 65% e l'85%.

Manutenzione degli impianti di illuminazione

Il livello luminoso nell'interno degli edifici decresce progressivamente a causa dell'accumulo di polvere e altre sostanze sulle superfici riflettenti degli apparecchi illuminanti, nonché su pareti e soffitti dei locali: inoltre, il flusso luminoso emesso dalle lampade diminuisce progressivamente con il tempo.

L'efficienza nel tempo dell'impianto illuminante è assicurata dai seguenti interventi:

1) pulizia dei corpi illuminanti;
2) ridecorazione di pareti e soffitti;
3) sostituzione delle fonti luminose.

Le cadenze degli interventi di cui sopra dipendono dal tipo di apparecchio, dall'ambiente nel quale quest'ultimo è collocato, dal tipo di fonte luminosa adottato.

Tra i fattori che contribuiscono a facilitare la manutenzione, ricordiamo la standardizzazione, l'intercambiabilità e l'accessibilità del corpo illuminante, la programmazione degli interventi.

Dati sperimentali rivelano che l'andamento della curva di decadimento della sorgente luminosa segue una legge multiesponenziale, con tendenza a diventare, in qualche caso, all'incirca lineare.

Sono state statisticamente valutate con criteri sperimentali le efficienze dei vari corpi illuminanti, i relativi decadimenti e quelli delle superfici dell'ambiente; di seguito riportiamo le risultanze più significative.

A) Efficienza delle lampade dopo ore	*100*	*1000*	*5000*	*10.000*
1) A ciclo di iodio	1	1	–	–
2) Incandescenza 40-220 W	1	0,98	–	–
3) Tubo fluorescente 40-65 W	1	0,95	0,85	0,75
4) Mercurio con bulbo fluorescente	1	0,96	0,88	0,78
5) Sodio alta pressione	1	0,98	0,95	0,87

B) Decadimento dei corpi illuminanti

Il decadimento delle sorgenti luminose è dovuto essenzialmente a polveri, oli in sospensione nell'aria, smog, che si depositano sulle superfici riflettenti. Il fenomeno può essere accelerato o ritardato dall'inclinazione di tali superfici, dalla ventilazione, dall'eventuale trattamento antipolvere, dall'atmosfera più o meno inquinata in cui è immerso il corpo illuminante.

La fig. 42.3 riporta i decadimenti percentuali nel tempo delle sorgenti luminose in relazione all'ambiente in cui sono installate.

La norma UNI 10380 prescrive "manutenzioni appropriate quando l'illuminamento medio ai posti di lavoro risulta minore di 8/10 dell'illuminamento di esercizio".

C) Decadimento delle superfici dell'ambiente

Il colore delle pareti, del soffitto e del pavimento determina una diversa riflessione del flusso luminoso incidente (4). L'andamento del loro decadimento è analogo a quello dei corpi illuminanti.

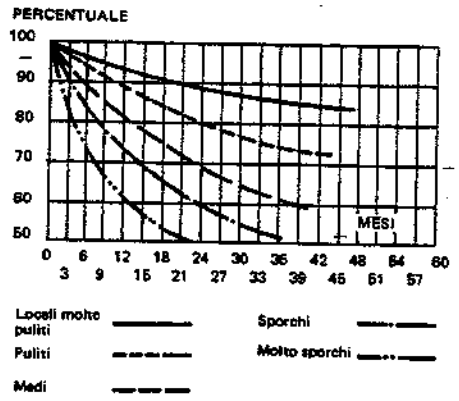


Fig. 42.3 – Decadimenti percentuali per insudiciamento degli apparecchi di illuminazione.

La sostituzione delle lampade può essere effettuata seguendo tre criteri diversi:

1) cambio delle lampade via via che "bruciano"; tale criterio è valido in impianti con poche lampade, mentre in tutti gli altri casi è costoso e di eccessivo disturbo alle lavorazioni;
2) cambio delle lampade a piccoli gruppi, quando un certo numero delle stesse risulti "bruciato": vale la stessa considerazione fatta al punto 1);
3) cambio totale delle lampade quando si è raggiunto il 70÷80% della vita probabile oppure quando il flusso luminoso si è ridotto all'80÷90% circa di quello iniziale: questo sistema è l'unico valido per installazioni industriali.

La frequenza della *pulizia dei corpi illuminanti e delle pareti* dipende dalle lavorazioni e dal tipo di fabbricato. In locali con aria condizionata, un intervallo di 1-2 anni è normale; in una fonderia, si dovrebbe arrivare a pulizie mensili. Quando si adotta il sistema del cambio totale, si fa coincidere la pulizia dei riflettori con un cambio lampade (o viceversa).

La fig. 42.4 riporta un esempio di applicazione di cicli manutentivi agli apparecchi di illuminazione a tubi fluorescenti in una officina meccanica.

Le *attrezzature* utilizzate per la manutenzione dipendono dall'ambiente, dall'altezza di montaggio e dal tipo di corpo illuminante. Scale estensibili, incastellature montate su ruote, mezzi mobili con braccio e cabina per l'operatore, possono servire allo scopo. Sovente si

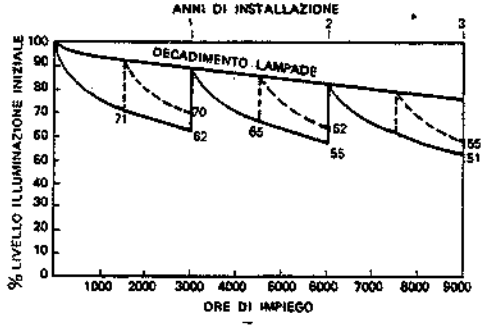


Fig. 42.4 – Cicli manutentivi per impianti di illuminazione.

(4) La tab. 42.V riporta le riflessioni di superfici colorate e di alcuni materiali. In ogni caso, le riflessioni massime raggiungono l'85% sui soffitti, il 50% sulle pareti e il 30% sui pavimenti.

installano passerelle fisse a lato delle lampade, atte a servire anche per altri servizi manutentivi (serramenti, impianti di riscaldamento, ecc.).

In definitiva, affinché sia garantito per tutta la durata del periodo manutentivo l'illuminamento richiesto in un ambiente, è necessario considerare – nella fase progettuale – un livello di illuminamento più elevato: ciò si ottiene dividendo l'illuminamento medio previsto in futuro per un *fattore di manutenzione* (5) che tenga conto delle considerazioni dianzi esposte: salvo diversa indicazione, per progettazioni di ambienti interni con luce artificiale, si assume un fattore di manutenzione pari a 0,8.

Tabella 42.V – Riflessioni (in percentuale) di superfici verniciate e di materiali.

Bianco	75÷85
Crema chiaro	70÷80
Giallo	60÷70
Grigio chiaro	45÷65
Rosa	45÷55
Rosso chiaro	20÷30
Grigio medio	20÷40
Blu, verde, chiari	35÷55
Grigio, verde, rosso, scuri	10÷20
Nero	03÷05
Pannelli in fibra minerale chiari	75÷85
Pannelli in fibra di legno chiari	50÷60
Intonaco di gesso	70÷80
Cristallo per finestra	06÷08
Cemento, calcestruzzo grezzi	20÷30

42.6. CRITERI DI SCELTA DELL'IMPIANTO DI ILLUMINAZIONE

L'efficienza delle lampade incide notevolmente sul bilancio economico dell'impianto di illuminazione, come emerge dall'esempio seguente che fornisce le voci di costo per l'acquisto e l'esercizio di apparecchi di illuminazione industriale a tubi fluorescenti:

Prezzo di acquisto e posa in opera:	base 100
Costo annuo per energia:	55
Costo annuo di manutenzione	15

Il tipo di sorgente prescelta influisce inoltre sul numero dei corpi illuminanti da installare, sul costo delle linee principali di distribuzione, sulla potenza richiesta alla cabina di trasformazione. Tutte queste voci di costo si riducono se le sorgenti sono più efficienti, compensando in parte il maggior costo degli apparecchi di illuminazione: il bilancio rimane favorevole alla sorgente più efficiente, anche considerando gli ammortamenti.

L'impiego di sorgenti luminose di maggiore efficienza consente di incrementare l'illuminamento negli ambienti industriali, senza dover sostituire le reti di distribuzione se le stesse sono ancora in buone condizioni, ma provvedendo unicamente alla sostituzione degli apparecchi con altri di maggior flusso luminoso a parità di potenza (i risultati migliorano se contemporaneamente si provvede alla ritinteggiatura dei locali).

In linea generale, all'atto dello studio di un impianto di illuminazione occorre tener conto dei seguenti parametri:

(5) Il fattore di manutenzione è definito come rapporto fra l'illuminamento medio (v. tab. 42.I) e l'illuminamento iniziale relativo all'impianto di illuminazione realizzato. Tale fattore è il reciproco del *fattore di deprezzamento*, per il quale la UNI 10380 suggerisce un valore pari a 1,25.

a) *esigenze illuminotecniche:*
- livello di illuminamento adeguato al compito visivo;
- rapporto di luminanza;
- indice ammissibile di abbagliamento;
- direzionalità della luce;
- resa cromatica;
- colore della luce;

b) *esigenze di installazione:*
- altezza di installazione;
- vincoli alla disposizione planimetrica;
- eventuale necessità di due livelli di illuminazione (6);
- colore di pareti, soffitto, pavimento;
- elementi riflettenti (pavimenti, macchine, scrivanie, ecc.);
- condizioni ambientali;

c) *condizioni di esercizio:*
- ore annue di funzionamento dell'impianto;
- costo dell'energia elettrica per illuminazione;
- costo della manutenzione periodica.

42.7. METODI DI CALCOLO DELL'ILLUMINAMENTO

Per progettare un impianto di illuminazione artificiale è necessario in primo luogo definire l'illuminamento sul piano di lavoro (o sul piano di calpestio).

I metodi di calcolo più usati sono:

1) metodo punto per punto;

2) metodo del flusso totale.

La scelta dell'uno o dell'altro sistema dipende dai dati a disposizione, dal numero e dalla posizione delle sorgenti luminose, dalla presenza di superfici riflettenti o schermanti. In genere, il primo metodo è adottato per aree all'aperto, il secondo per ambienti chiusi. L'impiego del calcolatore consente peraltro di utilizzare facilmente il primo metodo anche per ambienti chiusi.

Metodo punto per punto

Questo metodo di calcolo serve per la determinazione dell'illuminamento che si avrà su una data superficie, noti il numero e le caratteristiche delle sorgenti di luce installate. Il calcolo, ripetuto per un numero di punti sufficientemente elevato, permette di costruire diagrammi di illuminamento (*curve isolux*).

Con riferimento alla fig.42.5, siano:

h = distanza della sorgente dal pavimento o dal piano di lavoro (metri);

r = distanza del punto illuminato dalla sorgente (metri);

I = intensità luminosa emessa dalla sorgente nella direzione del punto (valore – in candele – fornito dal diagramma di emissione).

L'illuminamento prodotto da una sorgente puntiforme su una superficie varia con il quadrato della distanza fra sorgente e superficie e vale, sul piano perpendicolare al raggio:

(6) È il caso in cui si renda necessaria una illuminazione supplementare per singoli posti di lavoro, presso i quali si svolgano compiti visivi impegnativi o di identificazione di contrasti, contorni e forme.

(42.2) $$E_n = \frac{I}{r^2} \quad \text{(lux)}$$

Se la superficie illuminata è orizzontale, risulta:

(42.3) $$E_o = \frac{I \cos\beta}{r^2} = \frac{I}{h^2} \cdot \cos^3\beta \quad \text{(lux)}$$

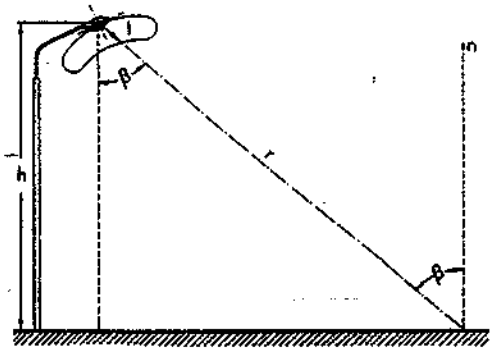


Fig. 42.5 – Parametri caratteristici per il calcolo dell'illuminamento con il metodo punto per punto.

Se più sorgenti luminose contribuiscono ad illuminare lo stesso punto, occorre calcolare separatamente l'illuminamento prodotto in quel punto da ciascuna sorgente luminosa e quindi effettuare la somma dei singoli illuminamenti.

I valori ottenuti con la (42.3) vanno poi divisi per il fattore di manutenzione previsto in rapporto al ciclo manutentivo prescelto.

Il calcolo viene facilitato, in pratica, utilizzando le curve polari di emissione degli apparecchi e tabelle predisposte in funzione del rapporto d/h, mentre per alcuni apparecchi sono già disponibili le curve isolux per un flusso di 1000 lm e h=1m. Molti costruttori di apparecchi di illuminazione hanno messo a punto programmi su calcolatore per il calcolo ed il tracciamento delle curve isolux e per la scelta ottimale degli apparecchi.

Metodo del flusso totale

Questo metodo tiene conto di diversi fattori (dimensioni del locale, caratteristiche dell'apparecchio, colore delle pareti, del soffitto e del pavimento) e si basa sull'impiego di numerosi coefficienti i quali devono essere scelti con accortezza per ottenere risultati soddisfacenti. I risultati devono poi essere corretti, come nel metodo precedente, con il fattore di manutenzione.

Le espressioni fondamentali sono:

(42.4) $$\Phi_T = \frac{E \cdot A}{u \cdot m}$$

(42.5) $$N = \frac{E \cdot A}{\Phi_L \cdot u \cdot m} = \frac{\Phi_T}{\Phi_L}$$

essendo:

Φ_T = flusso totale delle lampade installate nell'ambiente (lumen);

Φ_L = flusso iniziale emesso da un apparecchio di illuminazione;

E = illuminamento medio previsto (lux);

A = area del locale (m^2);

N = numero di apparecchi di illuminazione previsti;

u = coefficiente di utilizzazione (<1);

m = fattore di manutenzione (<1).

Il valore del fattore di manutenzione dipende dalle condizioni ambientali e dal ciclo di manutenzione adottato per gli apparecchi illuminanti: di solito si assume pari a 0,8.

Per coefficiente di utilizzazione si intende il rapporto tra il flusso totale incidente sul piano illuminato (coincidente di solito con il piano di lavoro) ed il flusso totale emesso dalle lampade installate nell'ambiente; esso dipende dalla forma del locale (ed in particolare dalla sua altezza), dall'efficienza e dal tipo di apparecchio illuminante, dal coefficiente di riflessione del soffitto, delle pareti e del pavimento. Per definire il coefficiente di utilizzazione è necessario conoscere il cosiddetto *indice del locale*, che secondo la UNI 10380-94 è dato dalla relazione:

$$K = \frac{a \cdot b}{h \cdot (a + b)} \qquad (42.6)$$

dove:
K = indice del locale;
a = larghezza del locale;
b = lunghezza del locale;
h = altezza delle sorgenti luminose rispetto al piano di lavoro.

Rileviamo infine che i coefficienti di utilizzazione aumentano con l'ampiezza del locale e diminuiscono con l'aumentare dell'altezza di installazione.

La tab. 42.VI fornisce, tra l'altro, i coefficienti di utilizzazione di alcuni tipi di apparecchi industriali in funzione dell'indice K, della potenza unitaria e del coefficiente di riflessione del soffitto, delle pareti e del pavimento.

Esempio

Si abbia un'officina di 112 × 60 m, con gli apparecchi installati ad un'altezza di 8 m rispetto al piano di lavoro. Gli apparecchi siano del tipo diffondente con lampada a vapore di sodio A.P. da 250 W, 27.000 lm e rendimento del 66%. Coefficienti di riflessione: soffitto 50%, pareti 50%, pavimento 10%. Condizioni di pulizia scarse. Illuminamento medio previsto a regime: 300 lux.

$$K = \frac{112 \times 60}{8 \cdot (112 + 60)} = 5$$

A fronte di tale valore dell'indice del locale K e per gli apparecchi che si intende utilizzare, la tab. 42.VI indica il valore del coefficiente di utilizzazione u = 0,81. Considerando un fattore di manutenzione m = 0,75, l'espressione (42.5) consente di individuare il numero totale di apparecchi necessario:

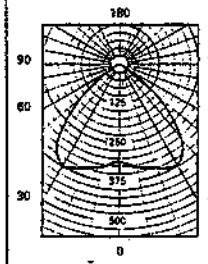
$$N = \frac{300\text{lux} \cdot 6720\text{m}^2}{27.000\text{lm} \cdot 0{,}81 \cdot 0{,}75} = 123$$

Supponendo che il fabbricato comprenda 35 "maglie" di 16×12 m caduna, il numero di apparecchi da prevedere in ogni maglia è pari a 123/35=3,5, che si arrotonda a 4 (conseguentemente, l'illuminamento passerà da 300 a 340 lux).

Come già detto, la progettazione degli impianti di illuminazione può essere eseguita mediante specifici programmi di calcolo su PC.

Tabella 42.VI – Curve fotometriche, rendimenti, coefficienti di utilizzazione e interdistanze massime per alcuni tipi di apparecchi e lampade impiegati negli ambienti industriali.
I valori di u si riferiscono ad edifici in condizioni medie di pulizia, caratterizzati da coefficienti di riflessione pari a: soffitto: 50%; pareti: 50%; pavimento: 10%.

Riflettore diffondente con lampada fluorescente a vapore di mercurio

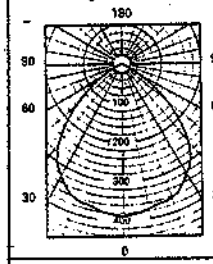


250 W

Rendimento (con vetro di chiusura): 65%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,7

Angolo massima intensità: 30°



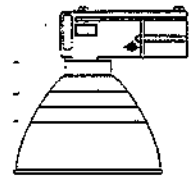
400 W

Rendimento (con vetro di chiusura): 63%

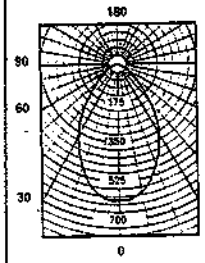
Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1.6

Angolo massima intensità: 0°

Coefficienti di utilizzazione u		
K	250 W	400W
0,60	0,44	0,42
0,80	0,52	0,50
1,00	0,58	0,55
1,25	0,63	0,60
1,50	0,66	0,63
2,00	0,71	0,68
2,50	0,73	0,71
3,00	0,75	0,72
4,00	0,77	0,74
5,00	0,78	0,75



Riflettore concentrante con lampada fluorescente a vapore di mercurio

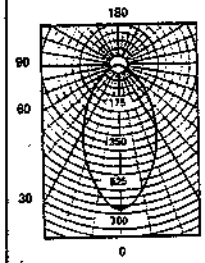


250 W

Rendimento (con vetro di chiusura): 75%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,1

Angolo massima intensità: 0°



400 W

Rendimento (con vetro di chiusura): 73%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,0

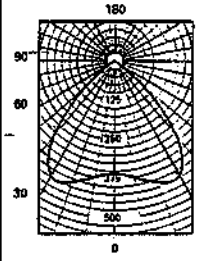
Angolo massima intensità: 0°

Coefficienti di utilizzazione u		
K	250 W	400W
0,60	0,51	0,48
0,80	0,56	0,55
1,00	0,63	0,60
1,25	0,68	0,65
1,50	0,71	0,69
2,00	0,76	0,73
2,50	0,79	0,76
3,00	0,81	0,78
4,00	0,83	0,80
5,00	0,84	0,82

(segue)

(segue tabella 42.VI)

Riflettore diffondente con lampada fluorescente a vapore di sodio A.P.



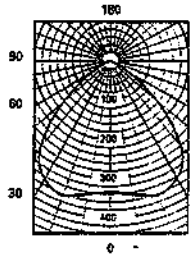
250 W

Rendimento (con vetro di chiusura): 66%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,6

Angolo massima intensità: 25°

Coefficienti di utilizzazione u		
K	250 W	400W
0,60	0,49	0,43
0,80	0,56	0,51
1,00	0,62	0,57
1,25	0,66	0,62
1,50	0,69	0,65
2,00	0,74	0,70
2,50	0,76	0,73
3,00	0,78	0,75
4,00	0,80	0,77
5,00	0,81	0,78

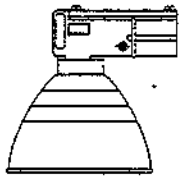


400 W

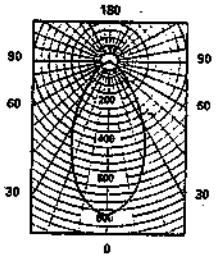
Rendimento (con vetro di chiusura): 64%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,7

Angolo massima intensità: 20°



Riflettore concentrante con lampada fluorescente a vapore di sodio A.P.

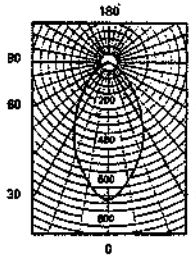


250 W

Rendimento (con vetro di chiusura): 76%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,0

Angolo massima intensità: 0°



400 W

Rendimento (con vetro di chiusura): 74%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,0

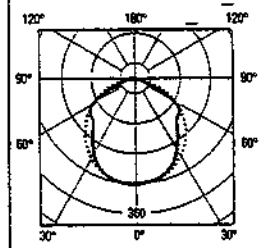
Angolo massima intensità: 0°

Coefficienti di utilizzazione u		
K	250 W	400W
0,60	0,54	0,51
0,80	0,60	0,58
1,00	0,66	0,64
1,25	0,70	0,69
1,50	0,73	0,72
2,00	0,78	0,77
2,50	0,81	0,80
3,00	0,83	0,82
4,00	0,85	0,84
5,00	0,86	0,85

(segue)

(segue tabella 42.VI)

Riflettore a due tubi fluorescenti



2x36 W

Rendimento: 76%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1.6

Angolo massima intensità: 0°

Coefficienti di utilizzazione u	
K	2/36 W
0,60	34
0,80	41
1,00	48
1,25	52
1,50	56
2,00	61
2,50	65
3,00	68
4,00	70
5,00	72

42.8. INSTALLAZIONE DEGLI APPARECCHI DI ILLUMINAZIONE

Le considerazioni esposte consentono di definire: il livello di illuminamento da ottenere; i limiti di abbagliamento da non superare; grandezza, tipo e numero delle sorgenti luminose da adottare. A questo punto restano da assicurare: una razionale e regolare installazione delle lampade; la facilità di accesso per manutenzione; la non interferenza con altri servomezzi e strutture; l'eventuale potenziamento (o riduzione) in futuro del livello di illuminazione, in conseguenza di nuove destinazioni o lavorazioni.

Gli apparecchi di illuminazione possono essere installati a soffitto o a filo catena oppure sotto quest'ultimo livello: la prima soluzione è adottata nei capannoni bassi a tetto piano, nei capannoni alti con qualsiasi tipo di copertura ed in quelli serviti da carriponte; la seconda soluzione è spesso adottata in officine aventi altezze sotto catena di 6÷8 m, con reti di tubazioni aeree, convogliatori sopraelevati e soppalchi.

Installazione a livello copertura o a filo catena

L'installazione degli apparecchi di illuminazione alla massima altezza possibile è in genere meno costosa, perché consente di adottare distribuzioni con pochi punti luce di elevata intensità; l'altezza non influisce molto sul rendimento dell'impianto se le dimensioni del locale sono sufficientemente grandi (v. formula 42.7) e si adottano armature a flusso concentrato.

Si cerca di realizzare una disposizione regolare situando gli apparecchi a distanze pressappoco eguali, con valori del rapporto distanza/altezza (dal piano lavoro) generalmente prossimi a 1.

Gli apparecchi sono sospesi alle strutture della copertura, immediatamente sotto

le travi oppure a lato di queste (fig. 42.6) quando si debbano evitare interferenze con carriponte od altri mezzi di trasporto sopraelevati.

Gli apparecchi sono alimentati con linee monofase e conduttore di terra dentro tubo metallico protettivo fissato alle capriate.

Ogni apparecchio è collegato alla linea mediante una presa a spina, che ne facilita la rimozione in occasione delle revisioni periodiche.

Gli accessori (reattanza, condensatore, accenditore) possono essere allogati in un contenitore incorporato nell'apparecchio oppure montati separatamente per ridurre il peso da maneggiare in fase di manutenzione.

Le linee elettriche convergono su di un quadro di comando con interruttori automatici di protezione (fig. 42.7).

Ogni interruttore comanda un circuito monofase alimentante alcune lampade (carico totale 6÷10A); i circuiti sono ripartiti su fasi diverse per equilibrare il carico e ridurre l'effetto stroboscopico.

Installazione ribassata

È ormai in disuso la sospensione di ciascun riflettore mediante *tiges* o catenelle appese alla copertura. Vengono invece adottate strutture portanti prefabbricate costituenti travature continue, che consentono di installare gli apparecchi di illuminazione a distanze diverse (in relazione all'illuminamento da ottenere) e ad altezze dal piano di lavoro di 4÷5 m. Ove possibile, si realizzano disposizioni integrate con le linee blindate di distribuzione-forza (fig. 42.8).

Ogni apparecchio di illuminazione (generalmente a tubi fluorescenti) viene derivato dalla linea di alimentazione mediante una spina con fusibile di protezione; sarebbe pertanto possibile proteggere con un solo interruttore automatico molte decine di lampade; in pratica, però,

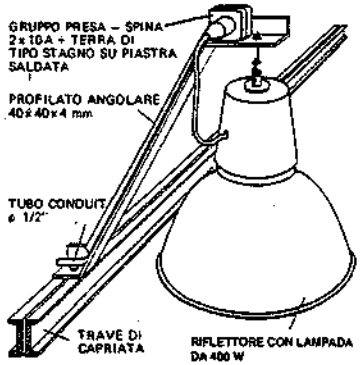


Fig. 42.6 – Riflettore con lampada a vapori di mercurio fissato alla capriata.

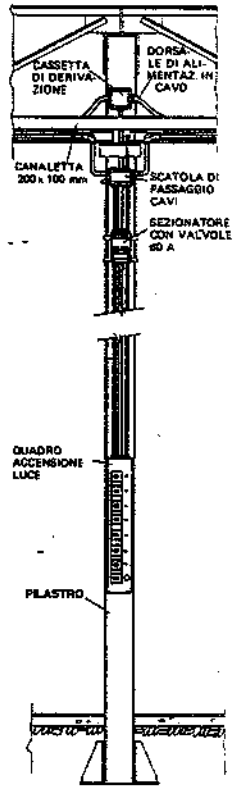


Fig. 42.7 – Quadro di comando luce.

si preferisce limitare il numero di lampade derivate da ogni interruttore, al fine di contenere l'estensione delle zone con accensione simultanea.

Proporzionamento delle linee

Le linee che alimentano l'impianto di illuminazione devono essere verificate non solo per la portata di corrente ammissibile, ma anche dal punto di vista della massima caduta di tensione, la quale dovrebbe essere contenuta entro il 3% della tensione nominale.

Il flusso emesso dalle lampade è sensibilmente influenzato dalla tensione, come risulta dalla fig. 42.9: in particolare, per le lampade a vapori di mercurio, una tensione ridotta del 5% comporta un minor flusso luminoso del 15%.

Nel proporzionamento delle linee si attribuisce una caduta di tensione del 2÷2,5% sulla linea principale fra cabina e quadro di comando e dello 0,5÷1% sulle linee derivate.

È opportuno che il rifasamento del carico luce fino al valore contrattuale di 0.9 sia fatto direttamente sull'apparecchio di illuminazione, per ridurre la corrente sulle linee.

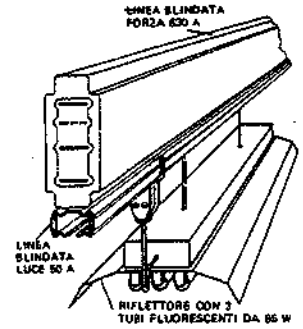
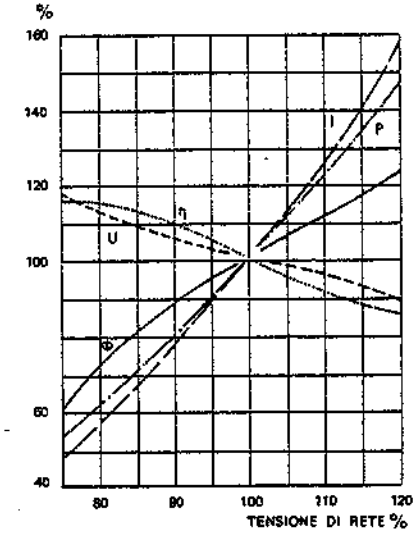


Fig. 42.8 – Riflettore a tubi fluorescenti applicato inferiormente ad una linea blindata.



I = corrente di lampada; U = tensione di lampada; P = potenza della lampada; Φ = flusso luminoso; η = rendimento.

Fig. 42.9 – Variazione di corrente, tensione, potenza, rendimento e flusso luminoso di lampade fluorescenti al variare della tensione di rete.

42.9. ILLUMINAZIONE DI SICUREZZA

Come già accennato in precedenza (v. § 42.4), nei luoghi in cui un *black-out* dell'illuminazione artificiale provochi situazioni di pericolo occorre prevedere una illuminazione di emergenza. Il relativo impianto è alimentato da batterie al piombo od al nichel-cromo, progettate per un minimo di 4 anni di funzionamento normale, ovvero da rete privilegiata su U.P.S. e gruppo elettrogeno. Gli apparecchi di illuminazione impiegano lampade a incandescenza, fluorescenti tubolari ed a scarica su circuiti di emergenza a bassa tensione. Quando sono posti in corrispondenza delle uscite di sicurezza gli apparecchi devono avere il pittogramma normalizzato (fig. 42.10).

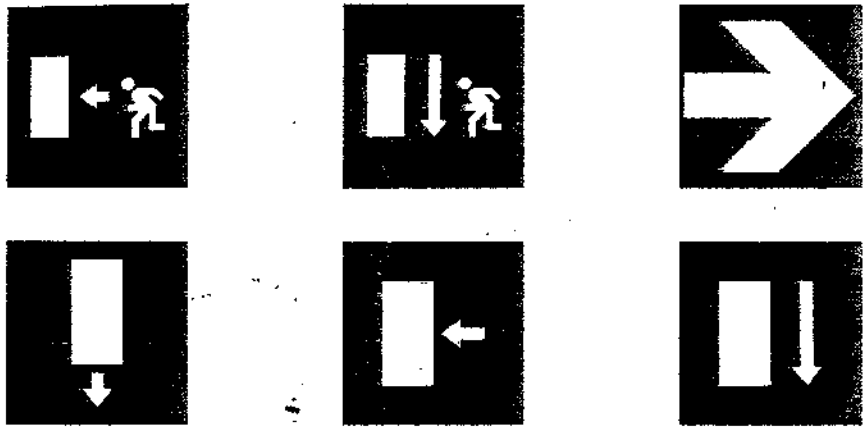


Fig. 42.10 – Cartelli (a forma quadrata o rettangolare) indicanti un percorso od una uscita di emergenza (D.Lgs. 14 agosto 1996, n. 493). I pittogrammi sono bianchi su fondo verde.

42.10. BIBLIOGRAFIA

Illuminating Engineering Society IES, *Lighting Handbook*, New York, Kaufmann.
The Illuminating Engineering Society, *The IES Code interior lighting*, Londra.
International Commission of Illumination, *Guide of interior lighting*, Parigi.
C. Clerici e E. Raimondi, *Il servizio di illuminazione*, Milano, F. Angeli.
PHILIPS, *Manuale di illuminotecnica*, Bologna, C.E.L.I.

43. Impianti termici

43.1. PREMESSE

Con la terminologia *impianto termico* si contraddistingue correntemente un impianto generale atto ad assicurare, a seconda dei casi:
- la produzione del calore o del freddo necessario per determinati processi tecnologici;
- il riscaldamento od il raffreddamento degli ambienti;
- l'energia richiesta da motrici termiche.

Nelle pagine che seguono, con il termine "calore" indicheremo sia l'energia fornita all'ambiente od al processo, sia l'energia sottratta agli stessi.

Un impianto termico è costituito da un insieme di componenti fra i quali emergono per importanza i seguenti (fig. 43.1):

a) il *generatore* (caldaia, forno, riscaldatore elettrico, pannelli solari, recuperatore di calore, impianto frigorigeno, reattore nucleare, ecc.): la sua funzione è quella di rendere disponibile l'energia termica nelle condizioni fisiche e tecniche più adatte per l'impiego;
b) le *canalizzazioni*: convogliano il fluido termovettore (*transfer*) che provvede al trasporto del calore dal generatore fino alle utenze. Tali canalizzazioni sono costituite da:
   - *tubi*, quando convogliano liquidi, vapori, gas a pressioni e temperature anche elevate;
   - *condotti*, di sezione anche non circolare, quando trasportano gas a pressioni da – 2 a +50kPa (–200 ÷ +5000 mm di H_2O) e temperature contenute.

Le caratteristiche costruttive delle canalizzazioni dipendono dal tipo di *transfer*,

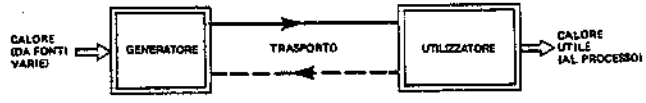


Fig. 43.1 – Schema di principio di un impianto termico.

dalla distanza fra il generatore e l'utilizzazione, dall'andamento plano-altimetrico delle stesse, nonché dalle pressioni e temperature di esercizio;

c) l'*utilizzatore*: provvede a cedere l'energia termica occorrente al processo o all'ambiente. Se il transfer opera in circuito aperto, l'utilizzatore deve solo erogarlo correttamente al processo o all'ambiente. Se invece il transfer opera in circuito chiuso, l'apparecchiatura terminale dell'impianto termico è uno *scambiatore* che assolve contemporaneamente alla doppia funzione di:
- cedere al processo l'energia termica convogliata dal transfer;
- impedire che il transfer si disperda nel processo recuperandolo per il ciclo successivo.

Gli scambiatori presentano tipologie e forme diverse (fig. 43.2) per adeguarsi alle caratteristiche chimico-fisiche del transfer, nonché alle esigenze del processo.

43.2. NORMATIVA SUGLI IMPIANTI TERMICI

Prima di soffermarci sui componenti sopra indicati, è opportuno richiamare la normativa vigente nel campo degli impianti termici.

Tutti gli impianti sono soggetti al controllo di enti ufficiali centrali denominati ISPESL (Istituto Superiore Prevenzione e Sicurezza sul Lavoro) e delle USSL (Unità Socio Sanitaria Locale), i quali hanno il compito, ciascuno per la propria competenza, di prevenire gli infortuni e di verificare l'efficienza degli impianti termici.

Ricadono sotto il suddetto controllo tutti quei recipienti che, in normale esercizio, contengono un fluido le cui condizioni fisiche (temperatura, pressione, quantità) comportano l'accumulo, nell'apparecchio, di tanta energia da poter causare, in caso di avaria al recipiente, danno a persone e cose.

Per quanto riguarda le centrali termiche industriali, l'ISPESL effettua i seguenti controlli:
- esame dei progetti delle caldaie, con particolare riferimento ai calcoli, alle saldature ed ai materiali impiegati;
- approvazione del layout della centrale;
- esame delle caratteristiche chimiche dell'acqua di alimentazione delle caldaie;
- verifiche sul posto ad installazione ultimata e durante le prime prove.

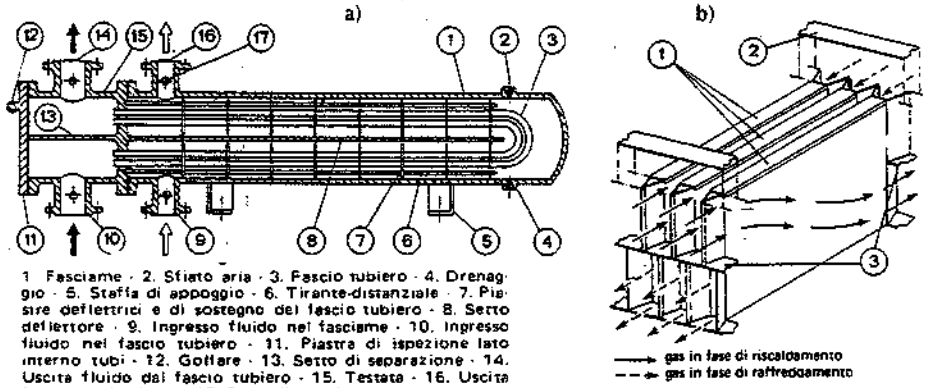
I controlli delle USSL consistono in verifiche periodiche durante la vita attiva dell'impianto.

Il D.M. 1 dicembre 1975 ("Norme di sicurezza per gli apparecchi contenenti liquidi caldi sotto pressione") fornisce norme tecniche in materia di apparecchi a pressione (in particolare, generatori di calore e recipienti per liquidi caldi sotto pressione) non contenute nelle disposizioni in vigore precedentemente.

La legge 13 luglio 1966, n. 615 ("Provvedimenti contro l'inquinamento atmosferico"), integrata dal Regolamento di applicazione per il settore degli impianti termici (D.P.R. 22 dicembre 1970, n. 1391), si occupa in particolare della prevenzione dell'inquinamento atmosferico derivante da impianti termici. Essa suddivide il territorio nazionale in due "zone" di controllo, denominate A e B.

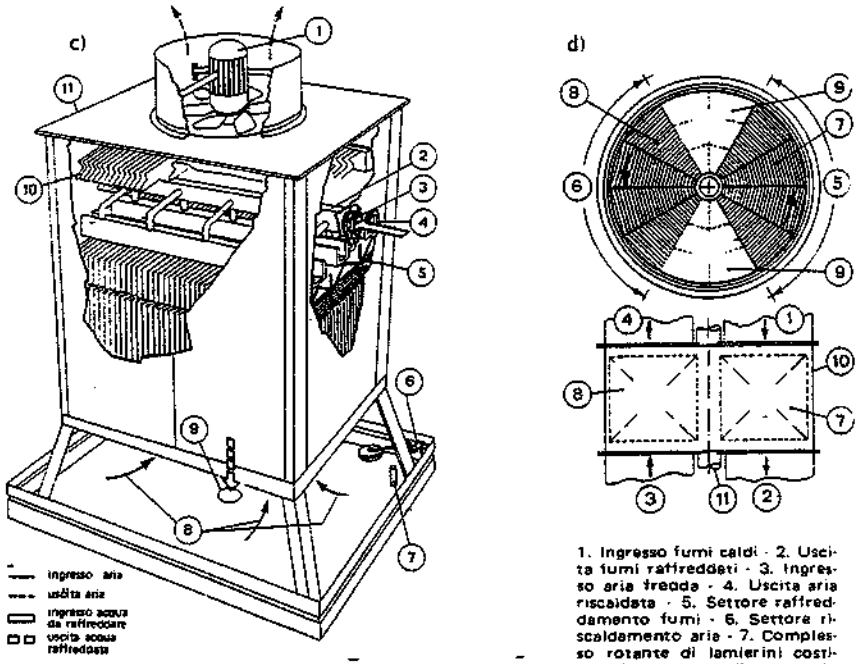
La *zona A* comprende:

1) i comuni dell'Italia centro-settentrionale con popolazione da 70.000 a 300.000 abitanti ovvero con popolazione inferiore, ma con caratteristiche industriali o urbanistiche o geografiche o meteorologiche particolarmente sfavorevoli nei riguardi dell'inquinamento atmosferico;



1. Fasciame - 2. Sfiato aria - 3. Fascio tubiero - 4. Drenaggio - 5. Staffa di appoggio - 6. Tirante-distanziale - 7. Piastre deflettrici e di sostegno del fascio tubiero - 8. Setto deflettore - 9. Ingresso fluido nel fasciame - 10. Ingresso fluido nel fascio tubiero - 11. Piastra di ispezione lato interno tubi - 12. Golfare - 13. Setto di separazione - 14. Uscita fluido dal fascio tubiero - 15. Testata - 16. Uscita fluido dal fasciame - 17. Prese di pressione.
Nota: i sensi delle frecce indicate in 9-16 e 10-14 valgono per transfer liquidi; se uno dei transfer è un vapore condensante, il senso si inverte.

1. Piastre costituenti la superficie di scambio - 2. Telaio - 3. Setto di separazione.



1. Elettroestrattore aria calda - 2. Collettore di distribuzione acqua da raffreddare - 3. Ingresso acqua da raffreddare - 4. Canaline di distribuzione acqua da raffreddare - 5. Materiale ondulato costituente il supporto per la costituzione della superficie di scambio aria/acqua - 6. Reintegro acqua - 7. Scarico di troppo pieno - 8. Ingresso aria atmosferica - 9. Presa acqua raffreddata - 10. Separatore di gocce - 11. Involucro dello scambiatore.

1. Ingresso fumi caldi - 2. Uscita fumi raffreddati - 3. Ingresso aria fredda - 4. Uscita aria riscaldata - 5. Settore raffreddamento fumi - 6. Settore riscaldamento aria - 7. Complesso rotante di lamierini costituenti la massa di accumulo del calore (zona attraversata dai fumi) - 8. Come 7 (zona attraversata dall'aria) - 9. Zone del complesso di lamierini non attraversate dai gas - 10. Fasciame esterno fisso - 11. Albero di supporto del complesso di lamierini (zone 7-8-9).

Fig. 43.2 – Scambiatori: a) a fascio-tubiero; b) a piastre; c) a contatto; d) rigenerativo.

2) i comuni dell'Italia meridionale ed insulare con popolazione da 300.000 a 1.000.000 di abitanti ovvero con popolazione inferiore, ma aventi le caratteristiche di cui al punto 1).

La *zona B* comprende:

1) i comuni dell'Italia centro-settentrionale con popolazione superiore a 300.000 abitanti ed i comuni dell'Italia meridionale ed insulare con popolazione superiore a 1.000.000 di abitanti;

2) i comuni di cui sopra, con popolazioni anche inferiori a quelle indicate, ma con caratteristiche industriali o urbanistiche o geografiche o meteorologiche particolarmente sfavorevoli nei riguardi dell'inquinamento atmosferico.

Nelle suddette zone, gli impianti termici di potenzialità superiore alle 30.000 kcal/h (35 kW) devono possedere i requisiti tecnici prescritti nel regolamento di esecuzione della legge.

Tali requisiti possono essere sintetizzati come segue:

- aerazione diretta dall'esterno dei locali contenenti focolari e serbatoi di combustibile, mediante aperture aventi dimensioni non inferiori a determinati valori minimi stabiliti in funzione delle potenzialità termiche installate e dell'area dei pavimenti dei locali stessi;
- serbatoi per combustibili liquidi a perfetta tenuta di liquidi e vapori e dotati di determinati accessori;
- camini e canali da fumo dimensionati in modo da assicurare il tiraggio necessario per una buona combustione;
- adozione di sportelli di pulizia regolamentari, pozzetti di decantazione fuliggine, fori per prelievo campioni e misure della temperatura dei fumi, al fine di mantenere l'efficienza del sistema e verificare la qualità della combustione (1);
- applicazione, su focolari e bruciatori, di targhette che precisino la potenzialità dell'apparecchio ed i combustibili impiegabili;
- bruciatori dotati di organi che assicurino: il necessario preriscaldo del combustibile, tempi massimi di arresto in caso di mancanza di fiamma, tempi di ventilazione forzata della camera di combustione, numero massimo di tentativi di accensione;
- installazione di: apparecchi indicatori di temperatura dei fumi e di pressione in camera di combustione ed alla base del camino; misuratori della concentrazione volumetrica percentuale di CO_2 e $CO + H_2$ (oppure dell'O_2 in eccesso e dell'opacità dei fumi); dispositivi di allarme acustico (il numero di questi apparecchi è funzione della potenza del focolare cui si riferiscono).

I combustibili usati per il funzionamento degli impianti termici di potenzialità superiore alle 30.000 kcal/h (35 kW) ubicati nelle zone A e B devono possedere determinate caratteristiche ed il loro impiego è subordinato a specifiche condizioni. In particolare, sono consentiti i seguenti combustibili, con le limitazioni indicate (2):

(1) In particolare, la legge prescrive sezioni minime dei condotti di scarico, da calcolarsi in funzione del tipo di combustibile impiegato, dell'ubicazione dell'insediamento, della struttura dell'impianto. La bocca di scarico deve rispondere ai seguenti requisiti:

- superare di 1 m il colmo del tetto e qualunque altro ostacolo distante meno di 10 m;
- avere un'altezza tale da sorpassare il filo superiore dell'apertura più alta dei locali abitati compresi nel raggio di 50 m; tale altezza può essere diminuita di 1 m per ogni metro di distanza eccedente i 10 m.

(2) Tali caratteristiche tengono conto delle modifiche apportate con D.P.R. 8 giugno 1982, n. 400.

1) oli combustibili fluidi con viscosità fino a 5°E (3) e contenuto di zolfo non superiore al 3%; gli oli con viscosità superiore a 4°E devono essere adeguatamente preriscaldati; in alcuni grandi comuni è prescritto un camino di altezza >50 m;

2) oli combustibili con viscosità superiori a 5°E e contenuto di zolfo non superiore al 4% (4): il loro impiego è limitato agli impianti industriali ed a quelli di potenzialità superiore a un milione di kcal/h (1160 kW) per "unità termica", con accertamento continuo della piena efficienza della combustione, da eseguirsi mediante il controllo delle emissioni (5);

3) carboni da vapore con materie volatili fino al 23% e con zolfo fino all'1%: il loro impiego è consentito limitatamente alle caldaie con grosse camere di combustione ed a caricamento meccanico e con accertamento della piena efficienza della combustione, da eseguirsi mediante il controllo delle emissioni;

4) carboni da vapore con materie volatili fino al 35% e con zolfo fino all'1%: l'impiego è consentito nello stesso modo dei carboni di cui sopra;

5) lignite e torbe: il loro impiego è vietato nella zona B.

Sono invece esenti da qualsiasi limitazione di impiego i seguenti combustibili:

- combustibili gassosi (metano, g.p.l. e simili);
- distillati di petrolio (kerosene, gasolio, ecc.) con contenuto in zolfo non superiore allo 0,3% in peso;
- coke metallurgico e da gas, con contenuto in materie volatili fino al 2% e contenuto in zolfo fino all'1%;
- legno e carbone di legna.

Gli impianti termici devono essere condotti in modo da assicurare una combustione quanto più perfetta possibile.

Il personale addetto alla conduzione degli impianti termici deve essere munito di una patente rilasciata dall'Ispettorato provinciale del lavoro, di grado adeguato alla portata di vapore prodotta all'ora.

Inoltre, gli stabilimenti industriali devono possedere impianti, installazioni o dispositivi tali da contenere entro i limiti indicati nel D.P.R. 24 maggio 1988, n. 203, le emissioni di polveri, fumi, gas ed esalazioni pericolosi e inquinanti (v. capitolo 45).

Nel caso degli impianti civili, il limite massimo ammissibile delle particelle solide contenute nei fumi emessi dagli impianti termici è espresso dalla seguente relazione:

(43.1) $$q = 0{,}25\ (1 + A)$$

dove:

q = quantità di particelle espresse in g per m^3 di emissioni;

A = aumento percentuale consentito per impianti di potenzialità $\geq 10^6$ kcal/h (1.163 kW), in funzione della potenzialità dell'impianto e delle altezze di sbocco superiori a 30 m (fig. 43.3).

La C.M. n. 68 del 25 novembre 1969 ("Norme di sicurezza per gli impianti termici a gas di rete") si riferisce a centrali termiche di potenzialità superiori a 30.000 kcal/h (35 kW), per riscaldamento centralizzato e per produzione di acqua calda, nonché a forni di incenerimento. Essa contiene prescrizioni relative a:

(3) Si ricorda che la viscosità di un olio è misurata portando l'olio stesso a 50°C.

(4) Gli impianti che impiegano questi oli combustibili od i carboni di cui ai successivi punti 3) e 4) devono ottenere l'autorizzazione dell'amministrazione comunale.

(5) Sono "emissioni" tutte le sostanze immesse nell'atmosfera che possono produrre inquinamento.

- caratteristiche costruttive dei locali, in particolare per quanto riguarda gli accessi e la resistenza al fuoco delle strutture;
- dimensioni minime delle aperture di ventilazione (almeno 1 cm^2 ogni 115W ≈ 100 kcal/h);
- impianti di adduzione gas;
- apparecchi di combustione: i bruciatori devono essere dotati di apparecchiature di sicurezza con tempo di intervento funzione della potenzialità; l'alimentazione deve avvenire a pressione non superiore a 4.000Pa e con prelavaggio del focolare prima di ogni accensione.

La C.M. n. 73 del 29 luglio 1971 contiene disposizioni, ai fini della prevenzione incendi, per gli impianti di potenzialità da 35 a 4.700 kW ($3 \cdot 10^4 \div 4 \cdot 10^6$ kcal/h) che impiegano olio combustibile o gasolio. In particolare, le disposizioni riguardano:

- il locale caldaia: ubicazione, caratteristiche di resistenza al fuoco e costruttive, dimensioni minime, accesso e comunicazioni, aperture di ventilazione;
- il deposito olio combustibile: ubicazione, capacità globale (la capacità di ciascun serbatoio deve essere ≤ 15 m^3), caratteristiche (deposito all'esterno o all'interno del fabbricato con serbatoi interrati o in vista), accesso e comunicazioni;
- le caratteristiche dei serbatoi del combustibile: prova a non meno di 1 bar, tubi di carico e scarico, dispositivo omologato di limitazione del riempimento;
- l'alimentazione del bruciatore: tubazioni e dispositivi supplementari; non è ammesso il preriscaldo combustibile per il gasolio;
- le condotte: incombustibili, solidamente ancorate, con rivestimenti termoacustici e guarnizioni incombustibili o almeno autoestinguenti, dotate di sportelli di ispezione e pulizia.

La circolare citata riporta inoltre alcune tabelle con l'indicazione degli spessori minimi di pareti, solai ed intonaci per ottenere la prescritta resistenza al fuoco.

Le centrali termiche aventi una potenzialità installata superiore a 120 kW (100.000 kcal/h) devono richiedere il preventivo parere favorevole al competente comando provinciale dei vigili del fuoco e – a impianto installato – ottenere dallo stesso comando, previo collaudo positivo, il certificato di prevenzione incendi.

La legge 9 gennaio 1991, n. 10, detta norme in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico (6) e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia. Tra queste ultime, include la trasformazione dei rifiuti, la cogenerazione (produzione combinata di energia elettrica o meccanica e di calore), il calore recuperabile dai fumi di scarico o da impianti termici, da impianti elettrici e da processi industriali. La legge citata prevede inoltre la concessione di contributi in conto capitale per la realizzazione di iniziative volte a ridurre i consumi di energia. Infine, obbliga i grandi consumatori dei settori industriale, civile, terziario e dei trasporti che hanno consumi annui superiori a determinate quantità di tonnellate equivalenti di petrolio, a nominare un responsabile per la conservazione e l'uso razionale dell'energia.

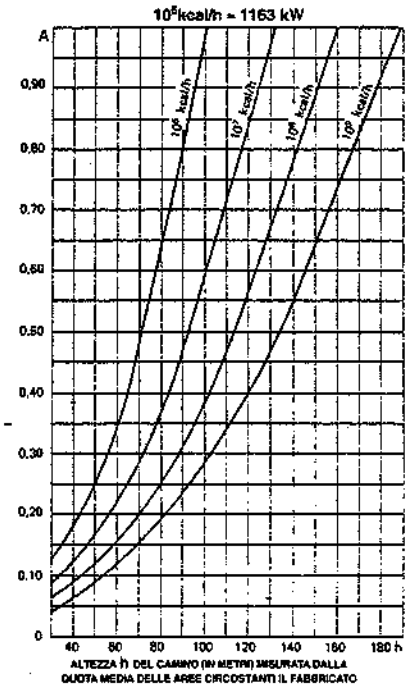


Fig. 43.3 – Incrementi consentiti per il contenuto di particelle solide nei fumi emessi da impianti termici civili in funzione dell'altezza di sbocco dei camini.

A sua volta, il D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, definisce anzitutto i "gradi-giorno" di una località: somma, estesa a tutti i giorni di un periodo annuale convenzionale di riscaldamento, delle differenze positive giornaliere tra la temperatura ambiente (7) e la temperatura media esterna giornaliera; l'unità di misura utilizzata è appunto il grado-giorno (i valori di tale parametro per alcuni comuni italiani sono riportati nella tab. 43.I, congiuntamente alle temperature esterne di progetto).

Lo stesso D.P.R. suddivide poi il territorio nazionale in sei zone climatiche in funzione dei gradi-giorno (8) e riporta, per ogni comune, la zona climatica di appartenenza ed i gradi-giorno.

Tabella 43.I – Valori della temperatura esterna invernale (D.P.R. 28 giugno 1977, n. 1052) e dei gradi-giorno (D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412) per alcuni comuni italiani.

Località	Temperatura di progetto °C	Gradi-giorno °C-d
Ancona	–2	1688
Aosta	–10	2850
Bari	0	1185
Bologna	–5	2259
Bolzano	–15	2791
Cagliari	+3	990
Cosenza	–3	1317
Firenze	0	1821
Genova	0	1435
L'Aquila	–5	2514
Messina	+5	707
Milano	–5	2404
Napoli	+2	1034
Palermo	+5	751
Perugia	–2	2289
Pescara	+2	1718
Potenza	–3	2472
Roma	0	1415
Torino	–8	2617
Trieste	–5	1929
Venezia	–5	2345

(6) Fra i possibili interventi di risparmio energetico negli edifici adibiti ad attività industriali si citano:
- ricircolazione dell'aria al fine di ridurre le temperature nelle zone alte e conseguentemente le dispersioni di calore;
- riscaldamento radiante nei posti di lavoro per i quali sono necessari (per motivi igienico-sanitari) molti ricambi: in tale modo, la temperatura ambiente può essere abbassata e quindi il ricambio dell'aria risulta meno costoso;
- recuperi di calore dalle lavorazioni in temperatura;
- incremento delle coibentazioni del tetto e delle pareti, doppi vetri, serramenti in grado di limitare le infiltrazioni d'aria.

(7) Il decreto fissa a 20°C (con una tolleranza di +2°C) la temperatura ambiente negli edifici adibiti a residenze, uffici, ospedali, scuole, attività commerciali e ricreative.

(8) Le sei zone climatiche individuate dal D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, sono:
- zona A: comuni che presentano un numero di gradi-giorno non superiore a 600;
- zona B: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 600 e non superiore a 900;
- zona C: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 900 e non superiore a 1.400;
- zona D: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 1.400 e non superiore a 2.100;
- zona E: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 2.100 e non superiore a 3.000;
- zona F: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 3.000.

Il D.M. 30 luglio 1986 riporta i valori massimi del *coefficiente di dispersione volumica* per trasmissione dell'involucro degli edifici civili nelle sei zone climatiche suddette in funzione dei gradi-giorno e del rapporto S/V, essendo S l'area della superficie che delimita all'esterno l'edificio e V il volume riscaldato: tale coefficiente di dispersione termica è indicato con il simbolo "C_d" ed è misurato in W/m³·°C (tab. 43.II); i valori limite del C_d saranno peraltro aggiornati con emanando regolamento, che li esprimerà in funzione non solo dei gradi-giorno e del rapporto S/V, ma anche della massa dell'edificio.

Tabella 43.II – Valori massimi del coefficiente C_d (W/m³·°C) in funzione del rapporto tra la superficie esterna S(m²) ed il volume lordo V(m³) dell'edificio riscaldato.

S/V	Zona climatica									
	A	B		C		D		E		F
	gradi-giorno	gradi-giorno		gradi-giorno		gradi-giorno		gradi-giorno		gradi-giorno
(1)	fino a 600	da 601	a 900	da 901	a 1400	da 1401	a 2100	da 2101	a 3000	oltre 3000
≤0,2	0,49	0,49	0,46	0,46	0,42	0,42	0,34	0,34	0,30	0,30
≥0,9	1,16	1,16	1,08	1,08	0,95	0,95	0,78	0,78	0,73	0,73

(1) Per S/V maggiore di 0,2 e minore di 0,9 il valore di C_d è determinato per interpolazione lineare.

Tornando al D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, si rileva che lo stesso classifica gli edifici per categorie, in base alla loro destinazione d'uso; una di tali categorie riguarda gli edifici adibiti ad attività industriali; in questi edifici, la media aritmetica delle temperature dell'aria dei singoli ambienti, durante il periodo in cui è in funzione l'impianto di climatizzazione invernale, non deve superare i 18°C, con una tolleranza di +2°C. A tale limite massimo della temperatura dell'aria si può derogare per esigenze tecnologiche o di produzione oppure quando l'energia termica per il riscaldamento ambiente derivi da sorgente non utilizzabile in altro modo.

Lo stesso D.P.R. n. 412 del 1993 indica i requisiti che gli impianti termici devono soddisfare: in particolare, introduce il concetto di "rendimento globale medio stagionale" (rapporto tra il fabbisogno di energia termica utile per la climatizzazione invernale e l'energia primaria delle fonti energetiche); tale rendimento deve essere calcolato secondo le indicazioni riportate nelle norme UNI.

Vengono inoltre precisati: a) i rendimenti minimi dei generatori di calore riscontrabili durante il funzionamento dell'impianto termico; b) i valori limite del "rendimento di produzione medio stagionale" per i generatori di calore (definito come rapporto tra l'energia utile immessa in rete e l'energia primaria impegnata).

Nei casi in cui il rinnovo dell'aria nei locali è ottenuto mediante sistemi a ventilazione meccanica, è prescritta l'adozione di apparecchiature per il recupero dell'energia termica dell'aria esausta ogni qual volta la portata totale dell'aria di ricambio ed il numero di ore annue di funzionamento dei sistemi di ventilazione siano superiori a determinati valori riportati nel decreto (tab. 43.III).

Le tubazioni delle reti di distribuzione dei fluidi caldi in fase liquida o vapore degli impianti termici devono essere coibentate con materiale isolante il cui spessore minimo è precisato nella tab. 43.IV in funzione del diametro della tubazione espresso in mm e della conduttività termica utile del materiale isolante espressa in W/m·°C alla temperatura di 40°C.

Anche i canali dell'aria calda per la climatizzazione invernale posti in ambienti non riscaldati devono essere coibentati con uno spessore di isolante non inferiore ai valori indicati nella tab. 43.IV per tubazioni di diametro esterno da 20 a 39 mm.

Il D.P.C.M. 2 ottobre 1995 disciplina le caratteristiche merceologiche dei combustibili aventi rilevanza ai fini dell'inquinamento atmosferico nonché le caratteristiche tecnologiche degli impianti di combustione.

Tabella 43.III – Quando la portata totale dell'aria di ricambio G ed il numero di ore annue di funzionamento M dei sistemi di ventilazione meccanica superano i valori limite riportati, si deve prevedere il recupero del calore disperso per il rinnovo dell'aria ambiente.

G portata aria m³/h	M = ore annue di funzionamento	
	da 1400 a 2100 gradi-giorno	oltre 2100 gradi-giorno
2.000	4.000	2.700
5.000	2.000	1.200
10.000	1.600	1.000
30.000	1.200	800
60.000	1.000	700

Per portate non indicate in tabella si procede mediante interpolazione lineare.

Tabella 43.IV – Spessore minimo (mm) del materiale isolante di coibentazione delle tubazioni convoglianti fluidi caldi.

Conduttività termica utile dell'isolante (W/m·°C)	Diametro esterno della tubazione (mm)					
	<20	da 20 a 39	da 40 a 59	da 60 a 79	da 80 a 99	>100
0,030	13	19	26	33	37	40
0,032	14	21	29	36	40	44
0,034	15	23	31	39	44	48
0,036	17	25	34	43	47	52
0,038	18	28	37	46	51	56
0,040	20	30	40	50	55	60
0,042	22	32	43	54	59	64
0,044	24	35	46	58	63	69
0,046	26	38	50	62	68	74
0,048	28	41	54	66	72	79
0,050	30	44	58	71	77	84

La normativa in essere impone, in particolare, l'adozione di *apparecchiature di controllo e regolazione automatica* degli impianti termici.

Tali apparecchiature hanno lo scopo di:
- regolare automaticamente la temperatura ambiente;
- contabilizzare il calore distribuito;
- ottimizzare l'impiego del calore nei processi tecnologici;
- economizzare il calore per il riscaldamento ambientale;
- ridurre l'inquinamento atmosferico ottimizzando la combustione;
- aumentare l'affidabilità e la sicurezza degli impianti termici.

La qualità della strumentazione deve essere la migliore disponibile sul mercato in quanto, a fronte di un maggior costo di acquisto, si ottengono:
- la massima affidabilità delle apparecchiature di sicurezza (controllo fiamma, valvole di sicurezza, ecc.);

– il minimo rischio di incidenti;
– la minimizzazione del consumo di combustibile e dei costi di esercizio.

Numerose norme tecniche UNI forniscono metodologie per il calcolo del fabbisogno di energia (v. UNI 10344-93 e 10379-94), il dimensionamento degli impianti termici e dei loro componenti, la misurazione del rendimento dei sistemi di riscaldamento e del rendimento di combustione. In particolare, la UNI 8852-87 considera gli impianti di climatizzazione invernale degli edifici adibiti ad attività industriali.

43.3. FONTI DI CALORE

La scelta del generatore dipende dalla *fonte di calore* disponibile e dal *tipo di fluido* (transfer) utilizzato per convogliare il calore dal generatore stesso alle utenze.

Le fonti di calore attualmente disponibili per gli impieghi industriali sono le seguenti:
– combustibili liquidi, gassosi e solidi (fossili);
– combustibili di recupero (ad esempio, da rifiuti o sottoprodotti);
– calore di recupero da processi industriali;
– energia elettrica o nucleare;
– impianti frigorigeni (per sottrarre calore);
– pompe di calore (per fornire o sottrarre calore).

Di seguito ci soffermiamo brevemente sulle fonti di calore sopra elencate. Nella tab. 43.V sono riportate le principali caratteristiche dei combustibili di più largo impiego.

L'*olio* ATZ (Alto Tenore di Zolfo, cioè con contenuto di zolfo pari al 2,5÷4%) non presenta difficoltà di impiego (se la sua viscosità non supera i 40°E a 50°C), mentre il BTZ (Basso Tenore di Zolfo, cioè con contenuto di zolfo non superiore all'1%), per le sue specifiche caratteristiche di altissima viscosità (dovuta alla paraffina in esso contenuta), richiede un sistema di riscaldamento dal serbatoio di accumulo al bruciatore – per mantenerlo a temperature di 70÷80°C – e, in genere, maggiore permanenza del combustibile in camera di combustione.

L'*olio* BTZ, inoltre, costa sensibilmente di più dell'ATZ, anche perché i giacimenti dei corrispondenti grezzi BTZ hanno una consistenza di solo il 20% circa rispetto a quelli ATZ. Per contro, produce fumo meno inquinante quanto a ossidi di zolfo.

La dannosità degli ossidi di zolfo è considerata la più significativa, anche se studi ancora in corso tendono a collegare tale dannosità alla presenza contemporanea di polveri e a dare sempre più importanza agli ossidi di azoto (la cui produzione nei fumi è di fatto indipendente dallo zolfo presente nel combustibile e legata invece sostanzialmente all'eccesso di aria ed alla temperatura e pressione di combustione).

Sotto l'aspetto igienico-sanitario, la combustione di BTZ (o di gasolio e gas metaniferi, anch'essi produttori di ossidi di azoto) non richiede di norma camini di altezza superiore ai 20÷30 m. Per l'ATZ sono invece necessari "alti camini", aventi cioè altezze di 80÷100 m e anche più, tali da garantire all'emissione inquinante il superamento dello strato di inversione termica (limite superiore dello strato di atmosfera entro il quale il gradiente termico assume valori costantemente negativi; in pratica, costituisce l'altezza limite entro la quale gli inquinanti possono diffondersi e rimescolarsi).

Tabella 43.V – Caratteristiche chimico-fisiche dei principali combustibili.

a) Gassosi	pcs		pci		Densità	Potere comburivoro	CO_2 max
	kJ/Nm³	kcal/Nm³	kJ/Nm³	kcal/Nm³	kg/Nm³	Nm³ aria / Nm³ comb.	%
Idrogeno H_2	12.770	3.050	10.760	2.570	0,09	2,38	–
Ossido di carbonio CO	12.644	3.020	12.644	3.020	1,25	2,38	34,7
Metano CH_4	39.858	9.520	35.796	8.550	0,717	9,52	11,7
Etano C_2H_6	70.422	16.820	64.351	15.370	1,356	16,66	13,2
Propano C_3H_8	101.823	24.320	93.575	22.350	2,019	23,80	13,8
n-butano C_4H_{10}	134.019	32.010	123.552	29.510	2,703	30,94	14,1
Acetilene C_2H_2	58.845	14.055	56.819	13.571	1,171	11,9	17,5
Gas d'altoforno	4.082	975	3.977	950	1,29		
Propano commerciale	95.459 99.018	22.800 23.650	88.341 91.062	21.100 21.750	1,9 1,98		
Butano commerciale	121.836	29.100	112.834	26.850	2,54		

b) Liquidi	pci		Densità a 15°C	Viscosità cinematica	Composizione percentuale di		
	kJ/kg	kcal/kg	kg/dm³	cSt a 20°C	C	H_2	S
Benzina auto	43.750	10.450	0,73	0,75	85,5	14,4	0,1
Cherosene	43.500	10.400	0,79	1,6	86,3	13,6	0,1
Gasolio	43.120	10.300	0,87	5,0	86,3	12,7	1,0
Olio fluidissimo	41.870	10.000	0,89	50	86,2	12,3	1,5
Olio denso	40.600	9.700	0,95	1200	86,2	11,8	2

c) Solidi	pci		Percentuale sul secco e senza ceneri di		
	kJ/kg	kcal/kg	C	H_2	O_2
Torba	14.650	3.500	60	6	32
Lignite	21.000	5.000	70	8	20
Legno duro	18.400	4.400			
Antracite	33.500	8.000	94	3	2

A proposito dell'altezza da assegnare ai camini, apriamo una breve parentesi.

Altezza, sezione e materiale di rivestimento interno dei camini non sono indipendenti tra loro e in ordine logico viene prima l'altezza (determinata con i criteri esposti più avanti), poi il materiale (in particolare quello della parete a contatto con i fumi) e, infine, l'area della sezione che si adatta alle scelte precedenti ed alle caratteristiche del generatore di calore.

La trattazione più convincente si ottiene modellizzando il camino con un sistema unidimensionale a pareti adiabatiche: la temperatura assoluta T e la densità ρ dei fumi sono uniformi ed altrettanto vale per la temperatura T_e e la densità ρ_e dell'aria esterna.

Mediante l'espressione della statica dei fluidi si ottiene il tiraggio statico δp_{st}, cioè la depressione alla base di un camino alto h metri:

$$\delta p_{st} = g\,h\,(\rho_e - \rho) \approx g\,h\,\rho_e\left(1-\frac{T_e}{T}\right)$$

Ad esempio, assumendo $T_e/T = 0{,}6$, $\rho_e = 1{,}2$ kg/m³ e l'accelerazione di gravità $g = 9{,}8$ m/s², si ha $\delta p_{st}/h \approx 5$Pa/m. In queste condizioni ideali (fumi fermi) un camino produce un determinato tiraggio statico, che è il massimo tiraggio compatibile con quelle temperature (ad esempio, $T_e = 273 + 17 = 290$K, $T = 273 + 207 = 480$K).

Nelle condizioni reali, cioè con fumi in moto alla velocità media V nella sezione di area A, si deve sottrarre l'effetto delle resistenze al moto. Applicando l'equazione dell'energia meccanica, si ottiene che il tiraggio δp è minore di δp_{st} e che $(\delta p_{st} - \delta p)$ è legato a V ed alle resistenze al moto, che dipendono da V, dal materiale, dalla geometria, ecc.

Noti δp (tiraggio richiesto dal generatore di calore) e la portata di fumi Q (proporzionale alla potenza del generatore), risulta determinata l'area della sezione del camino $A = Q/\rho V$ (Q in kg/s).

La normativa italiana (vd. UNI-CTI 9615-90 sul calcolo delle dimensioni interne dei camini) consente di fare calcoli di progetto e verifica legando con una relazione implicita l'altezza, la sezione ed il materiale del camino (tenuto in conto attraverso la resistenza termica e la resistenza al moto).

Se, invece, si considera soltanto il parametro altezza del camino, numerose espressioni consentono di valutare tale altezza tenendo conto del contenuto termico e cinetico dell'emissione.

Una espressione semplificata e di largo impiego è quella di *Briggs* (fig. 43.4.a):

$$h_p = \frac{1.6\sqrt{100\,h^2}}{U}\cdot\sqrt{V r^2\,\frac{\Delta T}{T}} \qquad (43.2)$$

dove:

h_p = innalzamento del pennacchio di emissione sopra la bocca di scarico del camino (m);
U = velocità media del vento (m/s);
h = altezza fisica del camino (m);
V = velocità di efflusso dei gas (m/s);
r = raggio interno del camino (m);
ΔT = differenza di temperatura tra i gas emessi e l'aria atmosferica (K);
T = temperatura dei gas emessi dal camino (K).

L'altezza effettiva di scarico risulta pertanto:

$$H = h + h_p \qquad (43.3)$$

Sulla base della portata di ciascun inquinante emesso dal camino, dei parametri meteorologici esterni e dell'altezza effettiva di emissione, si calcola la concentrazione di ogni inquinante in posizione sottovento rispetto al camino (fig. 43.4.a):

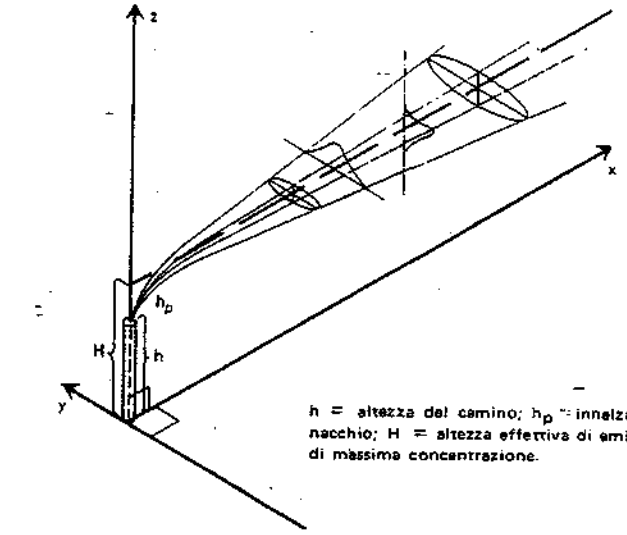
$$\chi = \frac{Q}{2\,\pi\,\sigma_y\,\sigma_z\,U}\left\{e^{\frac{(H-z)^2}{2\sigma_z^2}} + e^{\frac{(H+z)^2}{2\sigma_z^2}}\right\} \qquad (43.4)$$

essendo:

χ = concentrazione di inquinante al suolo (mg/m³);
Q = quantità di ciascun inquinante emessa nell'unità di tempo (mg/s);
z = coordinata verticale;
H = altezza effettiva di emissione (m);
σ_y, σ_z = parametri diffusivi;
U = velocità del vento (m/s).

Nella figura 43.4.a sono anche indicati gli andamenti dei profili di massima concentrazione di inquinante all'interno del pennacchio nelle sezioni trasversale e verticale, unitamente alla forma caratteristica assunta dal pennacchio (tipicamente ellittica).

Dalle espressioni riportate, imponendo un valore limite di concentrazione al



h = altezza del camino; h_p = innalzamento del pennacchio; H = altezza effettiva di emissione; x = asse di massima concentrazione.

Fig. 43.4.a – Parametri caratteristici di un camino.

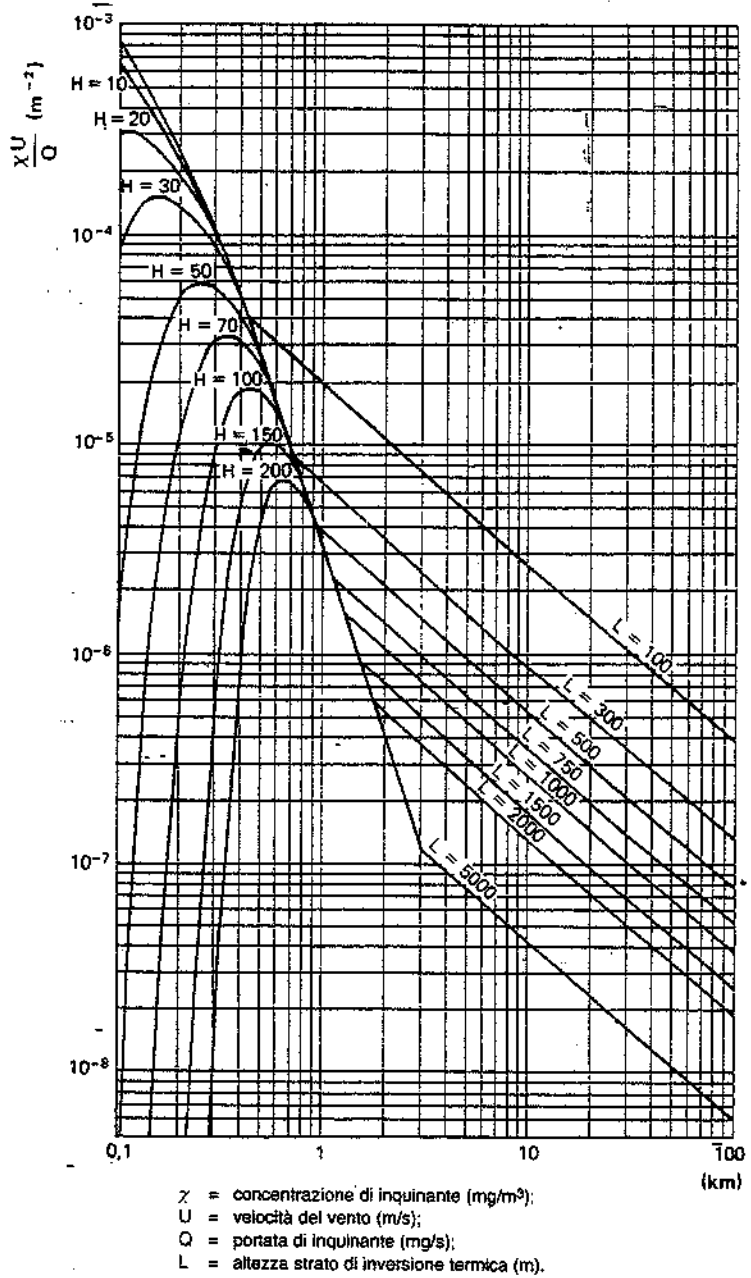


Fig. 43.4.b – Distribuzione al suolo delle emissioni da un camino di altezza effettiva H.

suolo, è possibile risalire all'altezza effettiva di emissione e da questa all'altezza fisica del camino da realizzare.

La fig. 43.4.b è stata costruita utilizzando l'espressione (43.4) e consente di valutare direttamente l'andamento dell'inquinamento al suolo in funzione di diverse altezze di emissione e in determinate condizioni meteorologiche.

I *gas metaniferi* sono caratterizzati da fumi privi di polvere e di ossidi di zolfo; sono quindi considerati dei combustibili a minimo inquinamento atmosferico, anche se gli ossidi di azoto sono tendenzialmente più elevati di quelli prodotti dagli oli combustibili.

L'impiego del gas naturale per le piccole utenze (di poche decine di kW) è da preferire, anche per la possibilità di ottenere elevati rendimenti realizzando il raffreddamento dei fumi sotto la temperatura di inizio condensazione del vapore acqueo, senza incorrere in corrosioni acide dovute agli ossidi di zolfo.

Il loro costo dovrebbe tendere all'aumento (a prescindere da eventuali prezzi politici) perché, mentre la richiesta di mercato è crescente, la corrispondente disponibilità mondiale rispetto all'olio è solo nel rapporto di circa 1 a 5.

Il *carbone fossile* è caratterizzato da una consistenza dei giacimenti mondiali almeno decupla rispetto all'olio: purtroppo, i costi di estrazione e trasporto, sommati alle maggiori spese (sempre riferite all'olio) per deposito, movimentazione, combustione, installazione di caldaie adeguate con relative apparecchiature ausiliarie, comportano un costo complessivo dell'energia termica più che doppio rispetto all'olio.

Inoltre, sotto l'aspetto dell'inquinamento, specie da zolfo, la maggior parte del fossile reperibile in Europa provocherebbe (se bruciato tal quale) l'immissione nell'atmosfera di inquinanti in misura maggiore dell'ATZ.

Pertanto, almeno per le nazioni come l'Italia che non dispongono di proprie miniere di fossile e specie per le piccole e medie utenze (con consumo giornaliero di fossile inferiore a 200 t), non è conveniente l'impiego diretto del fossile in sostituzione dell'olio (9).

Con la dizione *combustibile di recupero* si intendono quei sottoprodotti industriali che, pur richiedendo spesso l'adozione di impianti speciali di combustione, possono fornire, in tutto o in parte, il fabbisogno di calore richiesto dal processo tecnologico. Talvolta, il potere calorifico o la reattività del sottoprodotto sono così bassi che l'utilizzazione di quest'ultimo come combustibile può aver luogo solo con tecnologie sofisticate e/o con l'apporto di calore addizionale; trattasi di una soluzione più costosa dell'impiego di combustibili ed apparecchiature convenzionali, ma che per contro costituisce un metodo ecologico di eliminazione del sottoprodotto indesiderato: si cita ad esempio il recupero di calore dai rifiuti urbani e industriali oppure dal "liquore nero", sottoprodotto dell'industria cartaria o, ancora, dai residuati agricoli.

Il costo del calore prodotto con l'olio combustibile ATZ risulta circa cinque volte inferiore a quello producibile con l'*energia elettrica*; pertanto, se si escludono particolari esigenze tecnologiche (ad esempio, forni elettrici), quest'ultima non è conveniente per la produzione di calore in campo industriale.

(9) Sono peraltro in corso di industrializzazione procedimenti termochimici di gassificazione, liquefazione e desolforazione del carbone fossile (presso le miniere di estrazione) che consentirebbero di fare a meno dei depositi del fossile e di costose installazioni nelle centrali termiche. In ogni caso, si rendono indispensabili adeguati ed efficienti impianti di desolforazione dei fumi (v. capitolo 45).

Nella progettazione di nuovi stabilimenti è però opportuno prevedere la possibilità di utilizzare l'energia "di cascame" che risulterà disponibile nelle ore notturne e festive con tariffe ridotte secondo le fasce multiorarie stabilite dall'ENEL; ad esempio, in Francia l'ente produttore nazionale applica tariffe particolari all'energia elettrica impiegata per il riscaldamento notturno, rendendola concorrenziale con il costo del gasolio.

Per quanto riguarda gli impianti frigorigeni e le pompe di calore si rimanda al capitolo successivo.

43.4. GENERATORI DI CALORE

Ogni generatore di calore è costituito da due parti essenziali: nella prima viene prodotto il calore, nella seconda il calore è ceduto al transfer (fig. 43.5); esse sono quindi strutturate e dimensionate rispettivamente in funzione della fonte di calore e del transfer impiegato.

Si seguito, sono descritti i tipi di generatori di maggiore interesse, classificati secondo il transfer adottato. Rileviamo che il rendimento effettivo dei generatori varia fra 85% e 90% in funzione della potenzialità e del combustibile utilizzato.

La formula generale per determinare tale rendimento è la seguente:

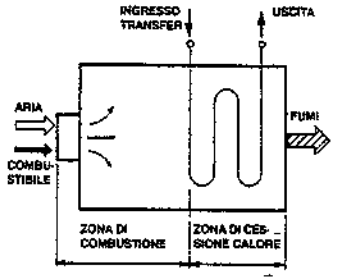


Fig. 43.5 – Schema di principio dei generatori di calore.

$$\eta = \frac{G_t \cdot \Delta i}{G_c \cdot pci} \qquad (43.5)$$

nella quale:

G_t = portata ponderale del transfer (kg/h);
Δi = variazione di entalpia del transfer (kJ/kg o kcal/kg);
G_c = portata ponderale di combustibile (kg/h);
pci = potere calorifico inferiore (kJ/kg o kcal/kg).

Δi vale rispettivamente:

$\Delta i = (t_u - t_i) \cdot csm$ per i transfer che operano senza cambiamento di stato;

$\Delta i = (t_e - t_i) \cdot csl + xr + (t_s - t_e) \cdot csv$ per i transfer con cambiamento di stato.

In tali espressioni:

t_i = temperatura di ingresso (°C);
t_u = temperatura di uscita (°C);
csm = capacità termica massica nel campo $t_i \div t_u$ (kJ/°C·kg o kcal/°C·kg);
t_e = temperatura di ebollizione (°C);
t_i = temperatura di ingresso (°C);
csl = capacità termica massica del transfer liquido nel campo $t_i \div t_e$ (kJ/°C·kg o kcal/°C·kg);
r = calore di vaporizzazione (kJ/kg o kcal/kg);
x = titolo del vapore erogato (x < 1 per vapore umido; x = 1 per vapore secco o surriscaldato);
t_s = temperatura di surriscaldamento (°C);
csv = capacità termica massica del vapore surriscaldato nel campo $t_e \div t_s$ (kJ/°C·kg o kcal/°C·kg).

Per ottenere il rendimento effettivo globale di un generatore occorre aggiungere al denominatore della (43.5) la somma dell'energia fornita dai vari servomezzi necessari per il funzionamento del generatore, come ad esempio:

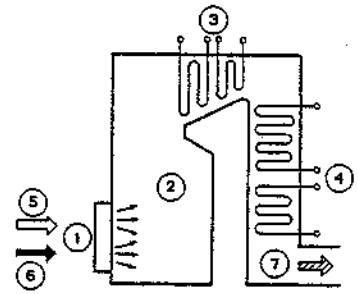
- energia elettrica per ventilatori aria comburente e fumi, pompe combustibile;
- vapore o aria compressa per la polverizzazione del combustibile o la pulizia delle superfici di scambio;
- energia elettrica e/o aria compressa per la regolazione automatica.

Generatori con transfer liquido

Quando il transfer è un liquido, vaporizzante o no, il generatore assume la classica configurazione della *caldaia*.

La gamma di potenzialità richiesta dall'industria (escludendo quindi gli impieghi artigianali, le centrali termoelettriche e gli usi navali) è normalmente compresa fra 0,6 e 1200 MW (0,5÷1000 Gcal/h); tali potenzialità sono assicurate da quattro tipi fondamentali di caldaie:

a) caldaie a tubi d'acqua con camera di combustione a sviluppo verticale (fig. 43.6);
b) caldaie a tubi d'acqua con camera di combustione a sviluppo orizzontale (fig. 43.7);
c) caldaie a tubi di fumo (fig. 43.8);
d) caldaie ad attraversamento o a circolazione forzati (fig. 43.9).



1. Bruciatori - 2. Camera di combustione - 3. Surriscaldatori - 4. Preriscaldatori acqua - 5. Aria - 6. Combustibile - 7. Fumi.

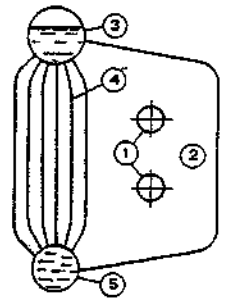
Fig. 43.6 – Caldaia a tubi d'acqua con camera di combustione a sviluppo verticale.

Il tipo "a" è utilizzato per potenzialità da 60 a 1200 MW (50÷1000 Gcal/h) e pressioni superiori a 80 bar, cioè per le più grandi unità impiegate nell'industria e per le centrali termoelettriche. Queste caldaie sono impiegate per la produzione di vapore surriscaldato e, se specificamente progettate, possono utilizzare, anche contemporaneamente, combustibili gassosi, liquidi e solidi polverizzati.

Il tipo "b" è quello più diffuso per potenzialità da 6 a 120 MW (5÷100 Gcal/h) per la produzione di acqua surriscaldata sino a 180÷220°C e di vapore, saturo o surriscaldato, a pressioni anche superiori a 80 bar.

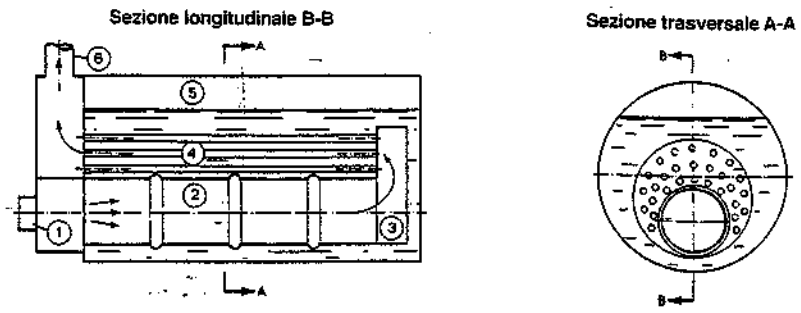
Si adatta all'impiego di combustibili solidi solo effettuando una progettazione ad hoc.

Il tipo "c" non supera generalmente pressioni di esercizio di 16 bar e potenzialità di 12 MW (10 Gcal/h). Si presta all'impiego di qualunque combustibile, anche solido o di recupero, ovviamente con adatti bruciatori. Può produrre sia vapore che acqua surriscaldata. Entro i limiti suddetti, la caldaia a tubi di fumo è più economica dei generatori a tubi d'acqua. Per contro, il focolare (soggetto alla pressione esterna e ad un altissimo carico termico) e le ampie superfici



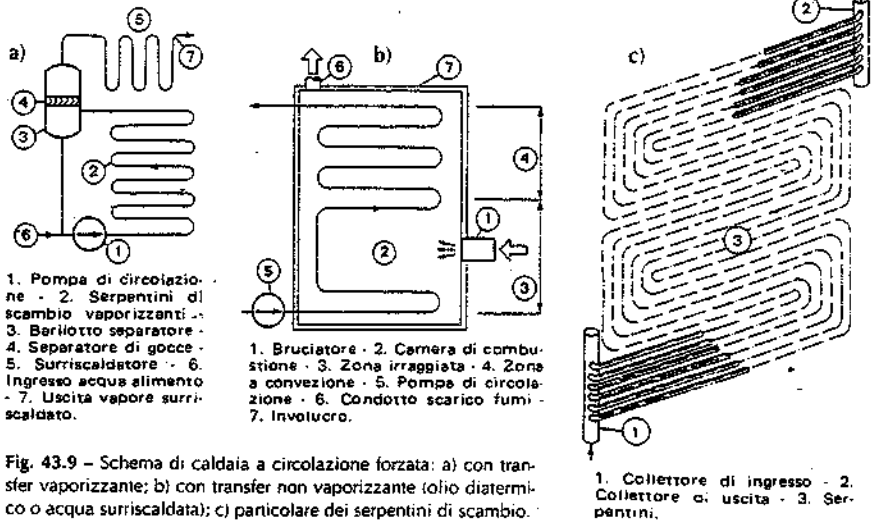
1. Bruciatori - 2. Camera di combustione (zona di scambio a irraggiamento) - 3. Corpo cilindrico superiore - 4. Fascio tubiero (zona di scambio a convezione) - 5. Corpo cilindrico inferiore.

Fig. 43.7 – Caldaia a tubi d'acqua con camera di combustione a sviluppo orizzontale (sezione verticale).



1. Bruciatore - 2. Focolare - 3. Camera di inversione fumi - 4. Tubi di fumo - 5. Camera del vapore - 6. Camino.

Fig. 43.8 – Caldaia a tubi di fumo.



1. Pompa di circolazione - 2. Serpentini di scambio vaporizzanti - 3. Bariletto separatore - 4. Separatore di gocce - 5. Surriscaldatore - 6. Ingresso acqua alimento - 7. Uscita vapore surriscaldato.

1. Bruciatore - 2. Camera di combustione - 3. Zona irraggiata - 4. Zona a convezione - 5. Pompa di circolazione - 6. Condotto scarico fumi - 7. Involucro.

1. Collettore di ingresso - 2. Collettore di uscita - 3. Serpentini.

Fig. 43.9 – Schema di caldaia a circolazione forzata: a) con transfer vaporizzante; b) con transfer non vaporizzante (olio diatermico o acqua surriscaldata); c) particolare dei serpentini di scambio.

piane dei fondi costituiscono punti deboli che, in caso di avaria, rendono la caldaia a tubi di fumo più pericolosa di una equivalente a tubi d'acqua. L'ingombro risulta invece più limitato, nonostante occorra prevedere lo spazio per lo sfilamento e la sostituzione dei tubi.

Il tipo "d" comprende sia i riscaldatori d'acqua a gas per uso domestico (≈9 kW ≈7500 kcal/h) sia le caldaie per unità termoelettriche da 600 MW elettrici. Tali caldaie sono eccezionalmente flessibili: infatti, coprono le gamme di potenzialità e di pressione più ampie di tutti gli altri tipi (da 60 kW ad oltre 230 MW ovvero da 50.000 kcal/h ad oltre 200 Gcal/h) e sono adatte per tutti i transfer (acqua vaporizzante e no, oli diatermici, gas ed altri). Le caldaie ad attraversamento forzato possono

essere alimentate con qualsiasi combustibile e sono anche utilizzate per recuperare il calore dai gas caldi (ad esempio, quelli scaricati da motori diesel, dalle turbine a gas oppure da convertitori Bessmer).

Le superfici di scambio, costituite da tubi in acciaio di piccolo diametro, consentono al progettista la massima libertà nella scelta dei parametri caratteristici (velocità, carico termico, ecc.) sia per il lato fumi sia per il lato transfer.

Nella zona irraggiata i tubi possono essere disposti tangenti fra di loro, in modo da realizzare una superficie continua (piana, cilindrica, conica o più complessa) delimitante un volume avente la forma più adatta per il razionale sviluppo della combustione.

Nelle zone a convezione, una parte dei tubi, sempre tangenti fra di loro, può costituire le pareti di delimitazione della corrente gassosa, mentre altri tubi, lisci o alettati, sono riuniti in serpentini che consentono di ottenere un elevato rapporto metri quadri di superficie attiva/metro cubo.

I vari tubi della caldaia possono essere collegati opportunamente in serie ed in parallelo in modo da ottenere, per ogni condizione fisica del transfer, una velocità di flusso che assicuri in tutti i punti della caldaia stessa, il necessario raffreddamento dei tubi, pur contenendo le perdite di carico e quindi il costo di esercizio delle pompe di circolazione.

Com'è ovvio, l'affidabilità delle pompe di circolazione del transfer e del sistema di controllo della portata è essenziale per il corretto e sicuro funzionamento dei generatori in esame.

Stante l'elevato costo delle pompe e dell'energia assorbita, l'impiego di generatori a circolazione forzata è limitato ai casi in cui le condizioni di esercizio non assicurano una adeguata circolazione naturale oppure sono disponibili spazi minimi per l'installazione (ad esempio, sulle navi).

L'acqua impiegata nelle caldaie in esame deve rispondere a caratteristiche precise, in funzione della pressione di esercizio (tab. 43.VI).

Tabella 43.VI – Valori limite di alcune caratteristiche dell'acqua per l'alimentazione delle caldaie.

Pressione	bar	< 20	20–40	40–65	65–80	80–125	>125
Alcalinità	mg/l	< 10	< 6	< 3	< 1	< 0,3	< 0,1
SiO_2	mg/l	< 80	< 40	< 10	< 4	< 1,2	< 0,4
Conduttività a 20°C	µS/cm	< 8000	< 5000	< 2500	< 1500	< 250	< 50
P_2O_5	mg/l	< 25	< 10		da 1 a 3		
pH a 20°C		da 7 a 9,5					
Ossigeno	mg/l	max 0,03 durante avviamenti e fermate < 0,02 in esercizio continuo					

Generatori di calore a transfer gassoso

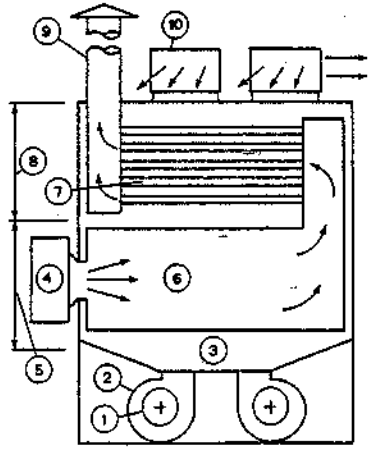
Alcuni processi richiedono transfer con caratteristiche ben definite e costanti; tali transfer, pertanto, devono essere riscaldati in scambiatori a superficie, in modo da isolarli completamente dai prodotti della combustione.

I generatori a transfer gassoso (fig. 43.10) consentono appunto di trasferire il calore dalla combustione al processo senza inquinare quest'ultimo. Tali generatori sono caratterizzati da uno scambio fumi–metallo–transfer gassoso che li differenzia profondamente da quelli a transfer liquido. Nelle zone in cui il calore è ceduto prevalente-

mente per convezione, la temperatura delle superfici di scambio è, in prima approssimazione, pari alla media fra la temperatura dei fumi e quella del transfer; la temperatura diviene tanto più elevata, rispetto alla suddetta temperatura media, quanto più aumenta la percentuale di calore ceduta per irraggiamento (10).

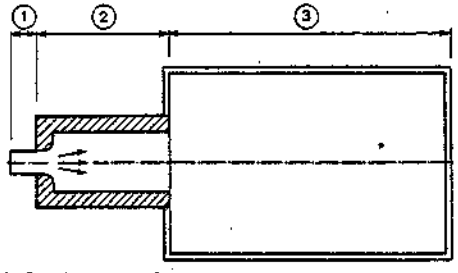
Quando la fiamma è luminosa, e quindi irraggiante (per presenza di particelle di carbonio o ceneri incandescenti, come avviene nelle fiamme di combustibili solidi e liquidi), le pareti della camera di combustione sono particolarmente sollecitate (la camera di combustione costituisce il punto più delicato del generatore); in tale caso, per evitare un troppo rapido degradamento, occorre mantenere le pareti stesse alla temperatura più bassa possibile. Ciò è ottenibile con uno o più dei seguenti accorgimenti:

- aumentando, a parità di potenza termica, il volume della camera di combustione in modo che il carico termico specifico (W/m^2 ovvero kcal/h·m^2) risulti minore, purché sia comunque assicurata, nel focolare, la temperatura necessaria per la reattività di combustione;
- migliorando il raffreddamento delle pareti con l'aumento della velocità del transfer che le lambisce, allo scopo di aumentare il coefficiente di scambio metallo-transfer (11);
- facendo precedere le superfici di scambio da una "precamera", necessariamente rivestita di refrattario, di dimensioni tali da permettere che la combustione si completi all'interno della stessa (fig. 43.11). Il calore irraggiato dai fumi che escono ad alta temperatura dalla precamera è dovuto prevalentemente alle molecole gassose triatomiche di CO_2 e H_2O contenute negli stessi ed è inferiore a quello irraggiato dalle particelle solide presenti nella fiamma. L'adozione della precamera abbassa pertanto la temperatura delle superfici di scambio e, facendo sviluppare la fiamma in un volume ad alta reattività, riduce drasticamente gli incombusti aumentando il rendimento di combustione, soprattutto ai bassi carichi.



1. Presa aria ambiente - 2. Ventilatore aria ambiente - 3. Plenum circostante la camera di combustione - 4. Bruciatore - 5. Zona a irraggiamento - 6. Camera di combustione - 7. Tubi di scambio di calore - 8. Zona a convezione - 9. Camino espulsione fumi - 10. Plenum orientabili dotati di alette direttrici per l'immissione dell'aria in ambiente.

Fig. 43.10 – Generatore di calore a transfer gassoso.



1. Bruciatore - 2. Precamera di combustione - 3. Generatore di calore.

Fig. 43.11 – Generatore di calore con precamera di combustione.

(10) In una camera di combustione a carbone polverizzato, parzialmente rivestita di refrattario e funzionante a 1000° - 1200° - 1400°C, i tubi – supposto che abbiano una temperatura di parete di 200°C – ricevono rispettivamente 121 – 216 – 363 kW/m^2 (104.000 – 186.000 – 312.000 kcal/h·m^2) per irraggiamento e 18,6 – 23,3 – 28 kW/m^2 (16.000 – 20.000 – 24.000 kcal/h·m^2) per convezione; il rapporto tra irraggiamento e convezione risulta, alle temperature indicate: 6,5–9,3–13.

(11) Secondo Nusselt, nella trasmissione per convezione e con fluidi in moto turbolento il coefficiente di scambio è proporzionale a $v^{0,876}$ e cioè, per velocità rispettivamente di 0,5–1–5–10 m/s, il coefficiente varia nel rapporto 1–1,5–6–10.

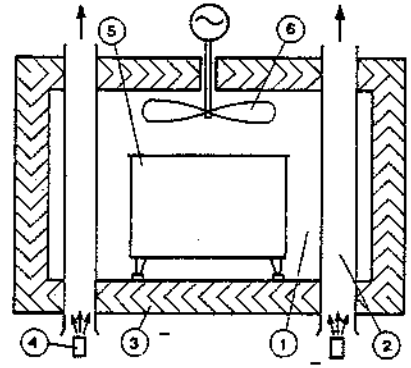
L'adozione di una precamera, con i conseguenti aumenti di costo e di ingombro del generatore, è ovviamente subordinata ad una analisi tecnico-economica, sviluppata tenendo conto della vita presunta dell'impianto e del costo di sostituzione delle superfici più sollecitate del focolare. Quest'ultima evenienza si manifesta in misura molto minore nei generatori di calore che operano su un transfer liquido, soprattutto se vaporizzante, in quanto i coefficienti di scambio liminare gas-metallo, acqua liquida-metallo, acqua vaporizzante-metallo, hanno valori molto diversi (rispettivamente, come ordine di grandezza, 17 – 2300 – 11.600 W/m^2·°C ovvero 15 – 2000 – 10.000 kcal/m^2·h·°C).

Quanto più è elevata la temperatura di lavoro, tanto più le superfici sono soggette a degradazione dovuta a: attacco da inquinanti, quali zolfo e vanadio, presenti nei combustibili; impoverimento di alcuni componenti e conseguente degradazione delle caratteristiche metallografiche e scorrimento plastico (e quindi variazioni dimensionali); bassa resistenza alle sollecitazioni meccaniche ed ai transitori termici.

Per prolungare la durata, occorre pertanto che le superfici siano costruite con acciai legati se la temperatura del transfer che le raffredda non supera i 100°C. Per le temperature più elevate del transfer (e quindi delle superfici di scambio) occorre adottare leghe ad alto tenore di Ni e Cr o materiali ancora più pregiati (12).

Esempi tipici di generatori a transfer gassoso sono:

- i riscaldatori d'aria per il riscaldamento ambiente, con temperatura dell'aria uscente di 55°÷75°C (fig. 43.10);
- gli elementi di riscaldo per forni di trattamento termico (cementazione e tempera) di pezzi di acciaio (fig. 43.12): tali elementi, detti *tubi radianti*, sono costituiti da tubi in leghe pregiate (ad esempio, 80% Ni + 20% Cr), generalmente installati verticalmente; la temperatura raggiunta dai tubi radianti è di 1000°÷1200°C, al fine di assicurare, all'interno del forno, temperature di circa 930°C per la cementazione e di 820°C per la tempera. Sebbene i tubi siano poco sollecitati chimicamente in quanto a contatto, all'interno, con una fiamma di gas (non aggressiva) ed all'esterno con la cosiddetta "atmosfera controllata" non ossidante (13), la loro vita è di



1. Camere del forno - 2. Tubo radiante - 3. Parete del forno - 4. Bruciatore - 5. Contenitore dei pezzi da trattare - 6. Elettroventilatore per la movimentazione dell'atmosfera controllata.

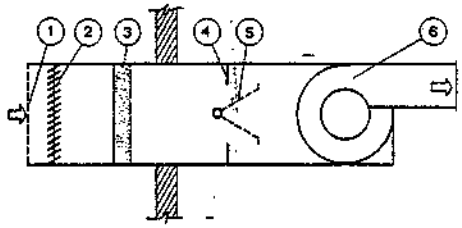
Fig. 43.12 – Forno per trattamenti termici: schema di principio.

(12) Come caso limite, si ricorda che per riscaldare sino a 1100°C l'aria comburente di un processo di incenerimento di rifiuti solidi, sono stati adottati tubi di materiale ceramico (carborundum) riscaldati con gas naturale per ridurre al minimo la sollecitazione chimica.

(13) La composizione tipica delle atmosfere controllate per cementazione è di 20%CO + 40%H_2 + 40%N_2.

24÷36 mesi se non subiscono *shock* termici; tale vita può dimezzarsi qualora, per accelerare il raffreddamento del forno in occasione di interventi manutentivi, si immetta nei tubi aria a temperatura atmosferica.

In alcuni processi, i prodotti della combustione possono essere miscelati con il transfer oppure costituire essi stessi il veicolo del calore, eventualmente diluiti con aria. In tale caso, vengono adottati i cosiddetti *riscaldatori diretti* (fig. 43.13), i quali consentono di ridurre:



1. Presa d'aria esterna con griglia "antifoglie" - 2. Serrande di intercettazione - 3. Filtro - 4. Diaframma per ottenere la velocità ottimale dell'aria nella zona circostante al bruciatore - 5. Bruciatore gas - 6. Ventilatore mandata aria.

Fig. 43.13 – Riscaldatore d'aria diretto.

- il capitale investito, il costo di manutenzione e sovente anche gli ingombri;
- il consumo di energia elettrica assorbita dai ventilatori necessari per far circolare sia i fumi che il transfer attraverso lo scambiatore;
- le dispersioni di calore in ambiente;
- i tempi di avviamento;
- l'energia termica contenuta nel sistema, dissipata ad ogni fine ciclo lavorativo.

La contropartita economica dei suddetti vantaggi è quella di dover impiegare combustibili sufficientemente pregiati, come il gas naturale o il g.p.l., in quanto, con questi, se la combustione avviene correttamente, nei fumi non sono presenti sostanze nocive (cenere, fuliggine) né inquinanti gassosi.

In tali riscaldatori, un adeguato bruciatore consente di impiegare il combustibile gassoso in condizioni del tutto particolari. È infatti possibile ottenere contemporaneamente:

- combustione pressoché perfetta;
- combustione con portate d'aria pari a 50÷800 volte quella stechiometrica nel caso di transfer aria;
- potenzialità variabili con continuità dalla massima al 6÷4% della stessa.

Le caratteristiche indicate rendono questi generatori di calore particolarmente adatti per immettere aria (a temperatura ambiente o poco superiore) in locali dai quali se ne debba estrarre una elevata quantità per asportare inquinanti vari (calore, polveri, vapori, aerosol, ecc.). In realtà, l'aria è miscelata con i fumi, ma la qualità della combustione è tale da ottenere, per aria riscaldata di circa 35°C (ad esempio, da –10° a +25°C), un tenore di inquinanti pari rispettivamente a: CO_2 = 1300 (5000) ppm; CO = 10 (50) ppm; aldeide CH_2O ≈ 2 (5) ppm; NO_x = tracce (5); fuliggine assente (fra parentesi sono indicati i valori internazionalmente ammessi ai fini igienici per permanenze di otto ore giornaliere in ambiente).

Per mantenere gli inquinanti sotto i suddetti valori ammissibili, i riscaldatori diretti non possono ovviamente operare ricircolando l'aria ambiente; così pure è sconsigliabile il loro impiego quando la portata di aria da immettere sia inferiore ad un volume/ora, in quanto le basse velocità in ambiente potrebbero consentire accumuli localizzati di CO_2.

I riscaldatori diretti presentano inoltre i seguenti vantaggi:

- il rendimento è praticamente pari all'unità perché non vi sono "perdite al camino" conseguenti alla espulsione nell'atmosfera di fumi caldi; la temperatura superficiale dell'apparecchio è di poco superiore a quella ambiente e quindi le dispersioni per convezione e per irraggiamento sono limitatissime, anche in caso di installazione all'aperto;
- la velocità ottimale con cui l'aria fluisce attraverso tali riscaldatori è di circa 25 m/s, cioè superiore a quella normalmente adottata nei condotti di distribuzione: quindi l'ingombro trasversale ed il peso sono molto limitati, soprattutto se confrontati con quelli dei riscaldatori in tubi alettati percorsi da acqua surriscaldata o da vapore, che ammettono velocità di attraversamento di soli 2÷3 m/s;
- non esiste limite superiore di potenzialità, salvo quello imposto dall'ingombro del complesso generatore di calore – ventilatore;
- il tempo di passaggio da fermo a pieno carico è, anche per le unità maggiori, determinato dal tempo di apertura della valvola di regolazione della portata del gas, cioè di soli 3÷10 secondi.

I vantaggi suddetti rendono questi generatori adatti per realizzare i "veli d'aria calda" in corrispondenza dei portoni, al fine di evitare l'afflusso di aria fredda nei locali all'atto dell'apertura dei portoni stessi (fig. 13.37.a).

Per contro, questi generatori presentano l'inconveniente di essere rigidamente vincolati all'impiego di combustibile gassoso (senza zolfo).

Dati caratteristici fondamentali dei generatori di calore

Per definire tecnicamente un generatore di calore occorre preventivamente individuare con precisione i seguenti parametri (fig. 43.14).

1) Transfer adottato: tipo, caratteristiche chimico-fisiche, temperature d'ingresso e di uscita nelle varie condizioni di funzionamento (carico nominale, massimo continuo, minimo), pressione di progetto e di esercizio, pressione differenziale ammissibile nel generatore.

Fig. 43.14 – Parametri fondamentali che caratterizzano un generatore di calore.

Frequentemente, le temperature di ingresso e/o di uscita del transfer (v. § 43.5) sono vincolate non solo dalle proprietà del transfer stesso, ma anche da problemi di conservazione del generatore; in particolare, una troppo bassa temperatura all'ingresso può provocare un raffreddamento dei fumi sotto la temperatura di condensazione del vapore acqueo presente nei fumi stessi, con formazione di soluzioni acide, a base di composti di zolfo e cloro, e conseguenti corrosioni delle parti metalliche del generatore.

A temperature molto elevate (oltre 500°C) i materiali perdono gran parte della loro resistenza meccanica e possono manifestarsi, anche in acciai fortemente legati, danni per "corrosione intercristallina", ad esempio ad opera del vanadio, presente in molti combustibili liquidi.

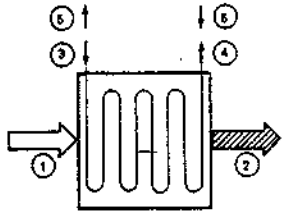
2) Potenza termica erogabile a carico massimo continuo ed al carico di massimo rendimento. Per i generatori adatti al funzionamento con modulazione continua o a gradini della potenza è importante definire anche la potenza minima erogabile in razionali condizioni di esercizio e, ove esista la regolazione automatica, senza che la stessa debba essere esclusa.

3) Dati relativi a: ingombro, peso, fabbisogno servomezzi, livello sonoro, caratteristiche della località di installazione, emissione di inquinanti, informazioni per l'espletamento degli adempimenti legali.

4) Apparecchiature ausiliarie, di sicurezza e di regolazione.

5) Il tipo di combustibile (nel caso dei generatori funzionanti con combustibili) ed il campo di variabilità delle sue caratteristiche chimico-fisiche, nonché la presenza di sostanze dalle quali possano derivare problemi di inquinamento dell'atmosfera o del suolo o di aggressività al generatore.

Per i combustibili di recupero, quali possono essere determinati sottoprodotti di cicli produttivi industriali e certi rifiuti solidi o melmosi, è spesso necessaria una preventiva sperimentazione.



1. Gas caldi - 2. Gas raffreddati - 3. Ingresso transfer con funzionamento in equicorrente - 4. Uscita transfer con funzionamento in equicorrente - 5. Uscita transfer con funzionamento in controcorrente - 6. Ingresso transfer con funzionamento in controcorrente.

Fig. 43.15 – Generatore a recupero di calore.

I generatori operanti con calore di recupero sono privi della parte in cui avviene la combustione e sono di fatto scambiatori di calore (fig. 43.15); per definirne le caratteristiche tecniche, occorre conoscere con precisione il transfer adduttore del calore (proprietà chimico-fisiche; portata; temperature di ingresso e di uscita; concentrazione, granulometria ed altre caratteristiche di eventuali polveri trascinate; pressione e perdita di pressione ammissibile).

La fig. 43.16 consente di individuare approssimativamente i campi di applicazione dei generatori di più frequente impiego.

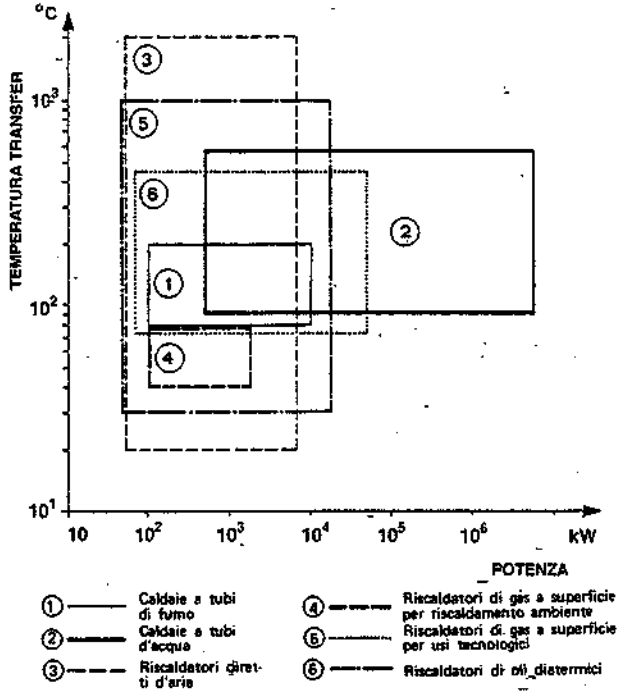


Fig. 43.16 – Campi di applicazione dei generatori di calore.

43.5. TRANSFER

Con il termine *transfer* si indica un fluido che, attraverso variazioni della sua energia interna specifica dovute a cambiamenti di temperatura e/o di stato fisico, consente di trasportare energia termica dal generatore all'utenza.

Ogni tipo di utenza è caratterizzato da un intervallo di temperature nell'ambito del quale si ottiene il minimo costo gestionale del processo.

Tale gamma di valori della temperatura può essere soddisfatta da uno o più transfer: in base all'esperienza, il tecnico sceglie il transfer più adatto, tenendo conto di tutti i fattori in gioco, ivi compresa l'eventuale presenza di più processi che richiedano intervalli di temperatura diversi e che quindi possano essere alimentati "in cascata" con un miglior sfruttamento dell'energia disponibile.

Gli elementi essenziali atti a definire un transfer sono:

a) rendimento di trasmissione elevato: tale rendimento è definito dal rapporto fra il calore ceduto all'utilizzatore ed il calore ricevuto dal generatore (fig. 43.17); esso non è esclusivamente funzione delle caratteristiche fisiche del transfer, ma è in genere influenzato dal ciclo termico adottato e dalle caratteristiche costruttive dell'intero impianto termico;
b) costo totale del transfer, inteso come somma del suo costo iniziale più il costo di mantenimento nelle condizioni necessarie per il corretto impiego;
c) costo del trasporto del calore dal generatore alle utenze, inteso come somma dei costi dell'energia necessaria per la movimentazione del transfer e dell'energia termica persa in tale trasporto;
d) caratteristiche chimico-fisiche del transfer (aggressività verso i materiali, viscosità, coefficiente di scambio termico, calore di evaporazione, diagramma temperatura/pressione di ebollizione, temperatura limite di impiego, ecc.): tali caratteristiche determinano il tipo di apparecchiature da adottare per l'impianto;
e) pericolosità di impiego;
f) quantità di calore accumulato nell'impianto a seguito del passaggio dalla temperatura ambiente alle condizioni di esercizio.

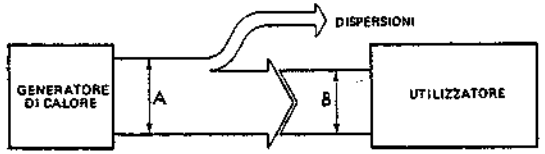


Fig. 43.17 – Visualizzazione del rendimento (=B:A) di un trasferimento di calore.

Come già detto in precedenza a proposito dei generatori di calore a transfer gassoso, i valori tipici dei coefficienti di scambio liminare transfer–metallo variano nel campo 17 – 2300 – 11.600 W/m^2·°C (≈ 15 – 2000 – 10.000 kcal/h·m^2·°C) a seconda che il transfer sia un gas, un liquido o un vapore condensante: pertanto, a parità di potenza, ma al variare del transfer, cambia notevolmente la superficie di scambio necessaria.

I transfer più utilizzati in pratica sono i seguenti:

1) **Acqua calda o surriscaldata** (fig. 43.18).

I termini di acqua calda (a.c.) e acqua surriscaldata (A.S.) diversificano convenzionalmente l'acqua a seconda che la sua temperatura massima di utilizzazione nell'impianto sia rispettivamente inferiore o superiore a quella di ebollizione alla pressione atmosferica locale.

Nei circuiti ad a.c. e A.S. il calore è convogliato sfruttando il raffreddamento dell'acqua in fase liquida nell'utilizzatore, senza cambiamento di stato. La differenza di temperatura tra l'acqua entrante nell'utenza e quella uscente dalla stessa può variare da 10° a 80°C.

L'acqua è un fluido relativamente poco costoso in confronto ad altri transfer liquidi, in quanto l'impiego richiede solo un trattamento chimico (tanto più spinto e quindi più oneroso quanto maggiore è la temperatura massima raggiunta nel ciclo).

Si può contenere il deterioramento dell'impianto con trattamenti poco costosi, atti a mantenere le necessarie caratteristiche chimico-fisiche dell'acqua.

La pericolosità è esclusivamente funzione dell'energia accumulata e quindi della temperatura di lavoro.

Le temperature estreme di normale impiego sono:

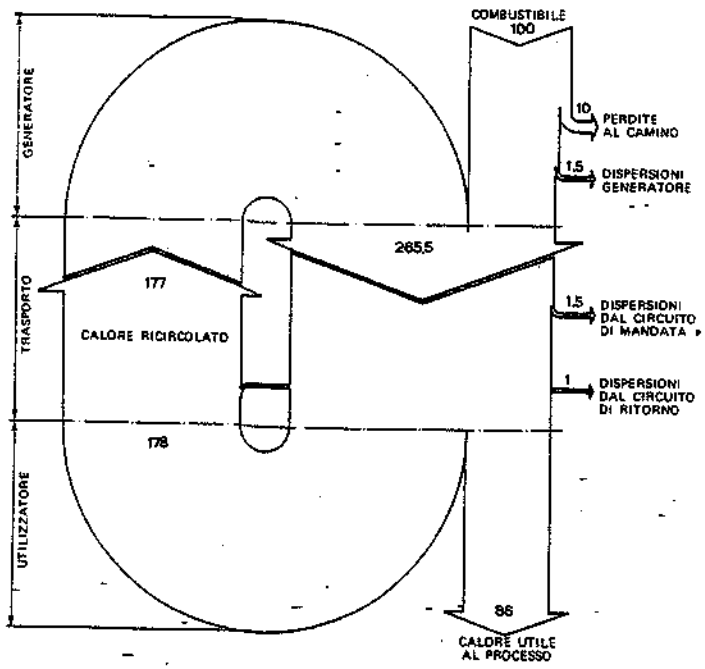


Fig. 43.18 – Flussi di calore con transfer acqua surriscaldata nel salto di temperatura 150°C in mandata e 100°C in ritorno. Le potenze termiche sono approssimativamente proporzionali alla larghezza grafica dei flussi. I numeri indicano l'entità dei vari flussi termici (posto pari a 100 il calore fornito sotto forma di combustibile).

- superiore a +2°÷+3°C per evitare congelamenti; con l'additivazione di opportuni anticongelanti l'acqua può operare correttamente sino a –5°C; sotto questa temperatura la percentuale di anticongelante risulta così elevata (superiore al 10÷15%) da influenzare considerevolmente il dimensionamento dell'impianto;
- inferiore a 180°C, perché oltre questa temperatura il costo dell'impianto e la pericolosità di esercizio crescono più che linearmente rispetto alla temperatura.

2) **Vapore d'acqua saturo o surriscaldato** (fig. 43.19)

Con tale transfer il calore è trasportato sfruttando nell'apparecchio utilizzatore prevalentemente il calore di condensazione del vapore; il calore trasportato è di 2500÷1700 kJ/kg ovvero 600÷400 kcal/kg.

Con il transfer vapore il costo di trasporto del calore è inferiore a quello dei transfer liquidi (a.c., A.S., oli diatermici) perché il calore trasportato per unità di massa è da 10 a 50 volte maggiore. Peraltro, il sistema di trasporto è più complesso rispetto a quello che impiega transfer liquidi, perché:

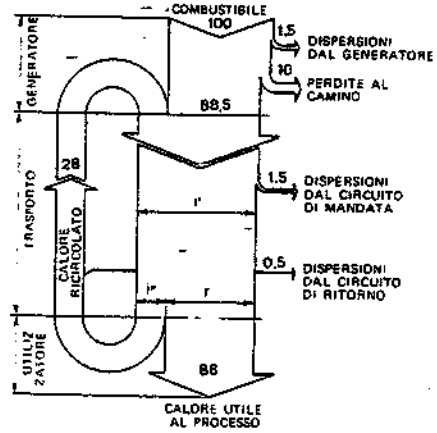


Fig. 43.19 – Flussi di calore (posto pari a 100 il calore fornito sotto forma di combustibile) in un circuito che utilizza come transfer vapore d'acqua saturo a 6 bar senza raffreddamento della condensa.

- occorre rapidamente allontanare dalla tubazione del vapore sia il liquido condensato sia i gas incondensabili; ciò è particolarmente difficile in fase di avviamento, quando liquido e gas sono presenti in quantità elevata;
- durante le fermate, la pressione interna dell'impianto scende a valori inferiori alla pressione atmosferica e quindi si ha entrata di aria. Tutti i componenti di questa devono essere espulsi perché riducono lo scambio termico; inoltre, l'O_2 e la CO_2 sono nocivi perché, sciogliendosi nella fase liquida, rendono questa aggressiva per le tubazioni e gli apparecchi, soprattutto per le parti costruite in acciaio al carbonio;
- il rendimento di trasmissione del calore ottenibile con il vapore non è sensibilmente inferiore a quello dell'A.S. purché siano rispettate alcune condizioni e cioè:
  - gli scaricatori di condensa ricevano adeguate e frequenti manutenzioni, atte a mantenerli in condizione di lasciar defluire la condensa (= transfer sfruttato) intercettando il vapore (= transfer da sfruttare): una fuga di vapore attraverso uno scaricatore causa inconvenienti e difficoltà di corretto funzionamento perché, in tale caso, l'impianto opera in condizioni diverse da quelle previste nel ciclo termico di progetto, con inevitabili diminuzioni del rendimento;
  - il volume destinato al vapore non venga occupato, come già si è detto, dall'aria introdottasi durante le fermate, la quale abbasserebbe i coefficienti di scambio.

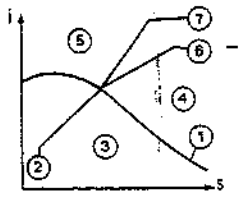
Gli scaricatori d'aria pongono problemi manutentivi analoghi, anche se di minore onerosità, a quelli degli scaricatori di condensa.

Il vapore d'acqua può, come è noto, essere saturo o surriscaldato. Quest'ultimo è generalmente utilizzato solo nelle motrici termiche ed è quindi di limitato interesse per gli impianti industriali.

Si ricorda che la temperatura e la pressione del vapore saturo sono legate biunivocamente secondo le curve del vapore saturo del diagramma i/S di Mollier per l'acqua (fig. 43.20): ad esempio, 1 bar-a ≈ 100°C (14).

Poiché ogni processo richiede una determinata temperatura, la pressione del vapore saturo da impiegare deriva di conseguenza.

L'adozione di temperature superiori a 250°C comporta pressioni superiori a 40 bar-a e quindi costi di apparecchiature molto elevati: è pertanto eccezionale l'impiego di vapore saturo quale transfer per temperature oltre i 250°C.



1. Curva limite - 2. Isobara-isoterma - 3. Zona del vapore umido - 4. Zona del vapore surriscaldato - 5. Zona del gas - 6. Isoterma - 7. Isobara.

Fig. 43.20 – Diagramma i/S (entalpia/entropia) o di Mollier per l'acqua. Stralcio relativo alla zona di più frequente uso tecnico.

La pericolosità del transfer in esame è funzione dell'energia accumulata in tutto il fluido presente nel sistema, cioè è funzione sia della temperatura del transfer sia della massa complessiva. La pericolosità di un circuito vapore è pertanto:

- superiore a quella di un circuito ad a.c. (che può causare danni a persone solo per ustioni);
- inferiore a quella di un circuito ad A.S. di pari potenza e di pari livello termico.

Inoltre, il vapore può presentare pericolosità per rottura delle tubazioni dovuta a fenomeni impulsivi di origine termica (improvviso spostamento a velocità elevata di masse di liquido non evacuate dalle tubazioni del vapore, deflusso di "botte" di vapore nelle tubazioni della condensa, ecc.), generalmente più violenti e frequenti di quelli che si manifestano in un circuito ad A.S. correttamente progettato ed esercito.

3) **Fluidi diatermici** (fig. 43.21)

Il fluidi diatermici presentano, rispetto al vapore ed all'A.S., il vantaggio di consentire il raggiungimento di temperature anche molto elevate (ad esempio, 300°C) senza richiedere pressioni superiori a quella atmosferica e quindi con pericolosità e costo di apparecchiature notevolmente inferiori.

Per contro, il costo dei fluidi diatermici è da 5 a 20 volte superiore a quello dell'acqua, anche se trattata per l'impiego alle massime temperature.

I fluidi diatermici più frequentemente impiegati sono i seguenti:

a) oli minerali derivati dal petrolio utilizzabili fino a 300°÷350°C;
b) miscele di composti organici clorurati o silicati, olio di antracene, siliconi, idrocarburi perfluorati, taluni impiegabili, in fase di vapore, sino a 430°C;
c) eutettico difenile (26,5%) + osside di difenile (73,5%), noto come *Dowtherm* che, in fase di vapore, può sfiorare i 400°C;
d) miscele di nitriti e nitrati di Na e di K, nonché il mercurio: consentono di superare i 650°C, pur con varie limitazioni di impiego (costo, tossicità, aggressività, ecc.).

Le caratteristiche fisiche dei fluidi diatermici differiscono notevolmente ma, in prima approssimazione, si possono assumere – nel campo 20°÷300°C – i seguenti valori:

(14) Nel campo 1÷80 bar-a, la formula empirica $t_c = 100\sqrt[4]{p}$ consente di ottenere la temperatura t_c(°C) di condensazione del vapore d'acqua alla pressione corrispondente p in bar-a, con un errore non superiore allo 0,5% nel campo 13÷28 bar-a ed all'1% nei campi 3÷13 e 28÷45 bar-a.

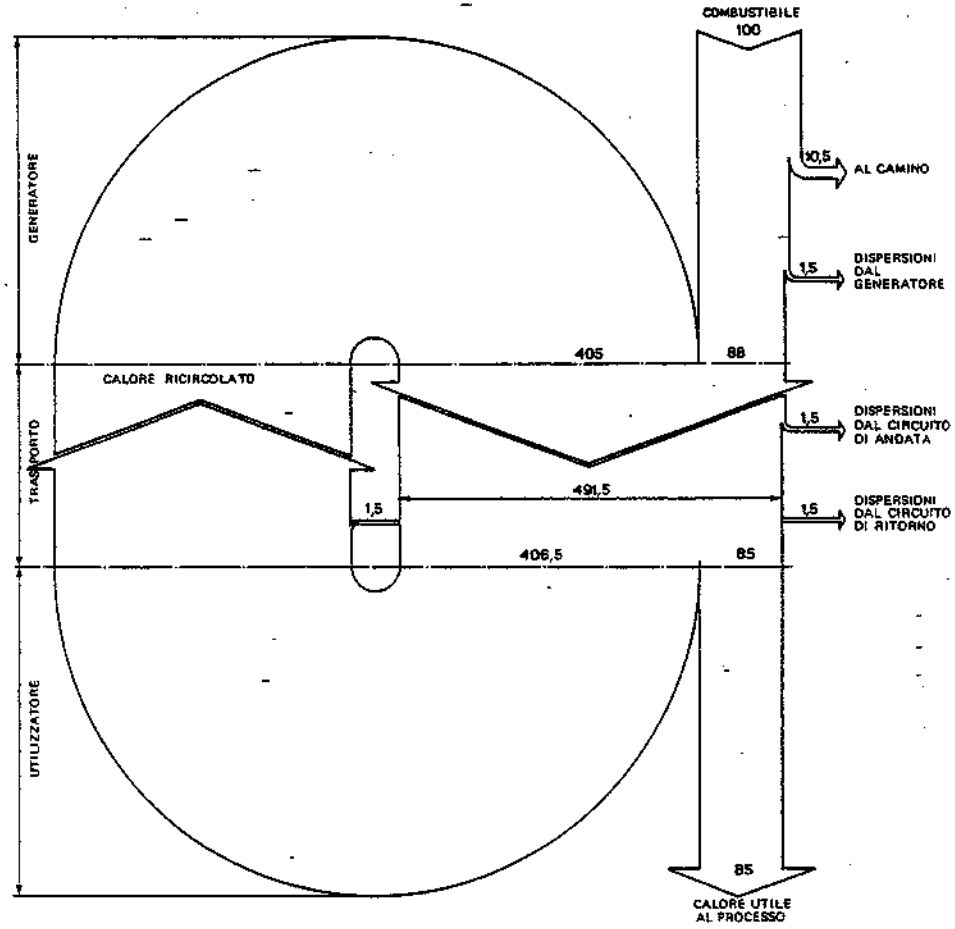


Fig. 43.21 – Flussi di calore in un circuito che utilizza, come transfer, Dowtherm nel salto di temperatura 350°C in mandata e 300°C in ritorno. Il criterio seguito nella rappresentazione è analogo alle figg. 43.18 e 43.19.

- viscosità: 5°÷0,5°E;
- massa volumica: 850÷650 kg/m³;
- calore specifico 2÷3 kJ/kg·°C ovvero 0,45÷0,70 kcal/kg·°C.

L'attuale normativa ISPESL commisura la pericolosità di un fluido con la differenza fra l'energia contenuta nello stesso in condizioni di lavoro (cioè a determinati valori della temperatura e della pressione) e quella contenuta in condizioni di ebollizione a pressione atmosferica. In base a tale criterio, i fluidi diatermici hanno una pericolosità nulla o molto bassa, dato che – come si è detto – operano generalmente a pressione atmosferica o poco superiore. In impianti dotati delle prescritte apparec-

chiature di sicurezza e regolazione ne è pertanto consentito l'uso senza la presenza continua del fuochista patentato, prescritta invece per gli impianti ad A.S. o a vapore.

Ne consegue che possono risultare gestionalmente convenienti impianti a fluido diatermico, che pure richiedono un maggior investimento e talvolta hanno anche un rendimento inferiore di quelli ad acqua, in quanto essi non comportano l'onere della presenza continua del fuochista patentato: tale vantaggio risulta particolarmente favorevole quando si debbano raggiungere temperature superiori a 180°÷250°C con potenzialità piccole e medie, inferiori rispettivamente a 2÷10 MW (≈2÷10 Gcal/h).

Gli impianti a fluido diatermico devono essere progettati in modo da evitare, in qualunque condizione di esercizio, perdite del fluido e degradazione dello stesso per eccessiva temperatura nel riscaldatore (fig. 43.9.b). Le elevate temperature in gioco impongono accorgimenti normalmente adottati solo nei grandi impianti (ad esempio, nelle centrali termoelettriche): le tubazioni vanno progettate tenendo conto delle dilatazioni termiche, che possono superare 3mm/m nel passaggio dalla temperatura ambiente a quella di esercizio; la coibentazione termica deve essere realizzata con materiali e spessori adatti, in modo che ne sia conservata nel tempo l'integrità su tutte le superfici calde.

4) Transfer gassosi

L'impiego di transfer gassosi è molto esteso e copre i campi di utilizzo più disparati: dall'aria per il riscaldamento degli ambienti, alla CO_2 sfruttata in alcuni reattori nucleari, all'elio con cui si ottiene la "superconduzione" elettrica a temperature di 0,5÷6 K (–272,5°÷ –267°C).

Com'è ovvio, i gas operano senza cambiamenti di stato fisico, ma esclusivamente riscaldandosi nel generatore e raffreddandosi nell'utenza (o viceversa, quando si debba sottrarre calore anziché fornirlo).

Rispetto ai transfer in fase liquida o di vapore, i gas hanno il vantaggio di essere utilizzabili in molti processi tecnologici, in quanto sono compatibili con un maggior numero di materiali.

Caratteristiche negative dei gas:

- il basso *calore specifico*: per esempio, 1,3 kJ/kg·°C (0,31 kcal/kg·°C) per l'aria a temperatura ambiente contro 4,2 kJ/kg·°C (1 kcal/kg·°C) per l'acqua liquida a temperatura ambiente, ovvero, tenendo conto dei rispettivi pesi specifici, 1kJ/m³·°C (0,24 kcal/m³·°C) per l'aria e 4.200 kJ/m³·°C (1000 kcal/m³·°C) per l'acqua;
- il basso *coefficiente di trasmissione liminare*: per esempio, 16W/m²·°C (14 kcal/h·m²·°C) per l'aria a 4m/s; 3.500 W/m²·°C (3000 kcal/h·m²·°C) per l'acqua liquida a 2,25 m/s; 11.600 W/m²·°C (10.000 kcal/h·m²·°C) per l'acqua in cambiamento di stato.

Queste caratteristiche impongono la movimentazione di grandi volumi di gas e l'adozione di estese superfici di scambio. Per contro, i transfer gassosi sono quasi esclusivamente impiegati a pressioni prossime a quella atmosferica (ordine di grandezza da –2 a +50 kPa ovvero da –200 a +5.000 mm H_2O) e richiedono quindi apparecchiature di costo contenuto.

Le grandi dimensioni dei condotti comportano rilevanti dispersioni di calore; pertanto, i gas non sono utilizzati come transfer su distanze superiori a poche decine di metri, fatta eccezione per i grandi impianti.

Particolari precauzioni devono essere adottate quando il transfer è costituito da gas con un elevato tenore di sostanze solide sospese oppure di inquinanti. Le sostanze solide possono essere costituite da polveri inerti, igroscopiche, fusibili (a temperatura prossima a quella di esercizio del processo), abrasive, combustibili: in merito, si ricorda che molte polveri, anche se provenienti da materiali non combustibili in condizioni d'ambiente normali, possono diventare esplosive in determinate condizioni, soprattutto se la loro granulometria è molto fine.

Il diagramma di fig. 43.22 fornisce una sintesi approssimativa dei campi di applicazione dei transfer più comuni.

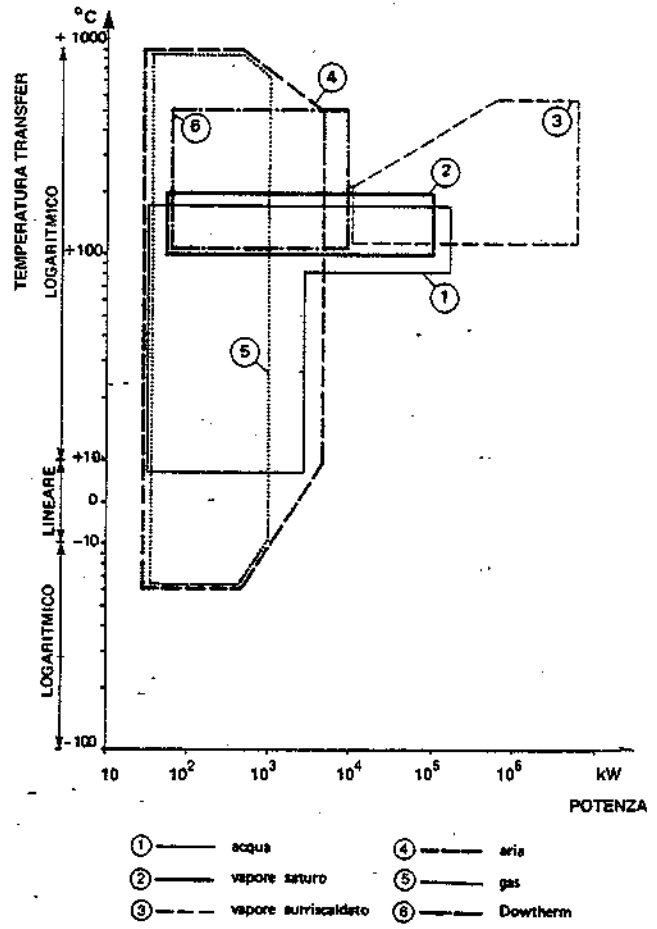


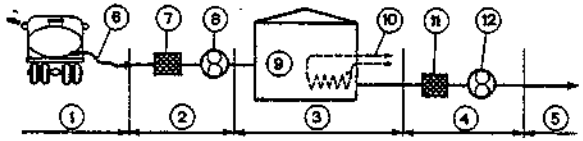
Fig. 43.22 – Campi di applicazione di alcuni transfer (le potenze sono relative ad una unità).

43.6. IMPIANTI PER IL COMBUSTIBILE

Poiché i combustibili liquidi e gassosi sono fra i più usati in Italia, si farà particolare riferimento a questi, accennando solo brevemente alla problematica relativa all'impiego dei combustibili solidi.

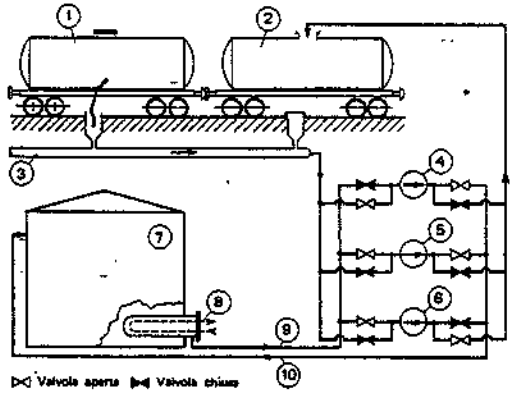
La necessità di impianti di scarico e di deposito è ovviamente limitata ai combustibili liquidi e solidi. In fig. 43.23 è riportato lo schema di principio di tali impianti: essi comprendono i componenti essenziali di seguito indicati (v. anche capitolo 39 § 7).

Anzitutto, le tubazioni flessibili di raccordo fra i veicoli (autobotti o carri-cisterna) ed il collettore di aspirazione della centralina di travaso dell'olio: tali tubazioni hanno generalmente un diametro di 70÷100 mm; devono resistere all'azione solvente dei combustibili ed all'abrasione sul lato esterno; sono rinforzate con elementi metallici, soprattutto per resistere al "collasso" quando la pompa di scarico effettua una aspirazione che può giungere a 0,3bar-a. Nei grandi impianti occorre scaricare contemporaneamente più veicoli. La presenza di numerosi tubi flessibili in parallelo sull'aspirazione delle pompe può causare inconvenienti (in particolare, aspirazione di aria dal veicolo vuotatosi per primo con conseguente riduzione dell'efficienza di aspirazione delle pompe). Si preferisce allora installare una tubazione di grande diametro nella quale i veicoli travasano per gravità: l'operazione diventa più lunga, ma risulta comunque vantaggiosa perché permette di scaricare contemporaneamente più veicoli (fig. 43.24). Quando l'olio contenuto in un veicolo risulta freddo e quindi troppo viscoso, può essere riscaldato a mezzo di vapore saturo a bassa pressione immesso con un tubo forato nella massa del combustibile: in tal modo si facilita lo scarico. Tale



1. Scarico da veicolo - 2. Centralina di scarico - 3. Deposito - 4. Centralina di travaso - 5. All'impianto utilizzatore - 6. Manichetta flessibile - 7. Filtro di scarico - 8. Pompa di scarico - 9. Serbatoio di deposito - 10. Riscaldamento del serbatoio - 11. Filtro di travaso - 12. Pompa di travaso.

Fig. 43.23 – Schema di principio di un impianto per lo scarico di combustibile liquido.



1. Veicolo in scarico - 2. Veicolo in riempimento - 3. Collettore di scarico a gravità - 4. Pompa funzionante in scarico - 5. Pompa funzionante in ricircolo - 6. Pompa funzionante in svuotamento - 7. Serbatoio - 8. Riscaldatore di bocca - 9. Tubazione di prelievo - 10. Tubazione di riempimento.

Fig. 43.24 – Schema dei collegamenti di un grande impianto di deposito olio combustibile.

sistema di riscaldamento, oltre a comportare un dispendio di acqua depurata e di calore, introduce nel serbatoio di deposito 1kg circa di acqua ogni 20÷30 kg di olio riscaldato, riducendo la quantità di olio accumulato, aumentando il pericolo di corrosione delle parti metalliche e provocando talora difficoltà di combustione.

Le tubazioni fisse per lo scarico del combustibile devono avere:

- sezioni adeguate per non causare perdite di carico eccessive anche con viscosità elevate;
- sistemazioni atte a non intralciare le varie operazioni;
- pendenze e spurghi che consentano lo svuotamento completo, per evitare incendi del combustibile non spurgato durante eventuali lavori manutentivi con ossitaglio e/o saldatura.

Per ridurre al minimo i tempi di manovra, il valvolame è generalmente costituito da rubinetti a maschio o da valvole a sfera (sfera cromata con tenute in teflon); tali valvole presentano una luce di passaggio uguale a quella del tubo, per cui provocano minime perdite di carico localizzate.

I filtri (fig. 39.30) installati sulla tubazione di aspirazione delle pompe devono essere ampiamente dimensionati al fine di contenere le perdite di carico e offrire una certa capacità per l'accumulo dei materiali trattenuti. Per agevolare le operazioni di pulizia, si impiegano filtri a chiusura rapida con cestelli facilmente sostituibili.

Sovente, apposite tubazioni consentono di travasare il combustibile da un serbatoio a un altro (utilizzando le pompe di scarico) e di ripompare il liquido dentro autobotti o carri cisterna, al fine di consentire la manutenzione o la pulizia dei serbatoi (fig. 43.24).

Negli impianti piccoli e medi, tali cioè da non giustificare una persona addetta esclusivamente al servizio combustibile, è opportuno ubicare la zona di stazionamento dei veicoli in fase di scarico presso la centrale termica e la centralina pompe all'interno della centrale stessa: si riducono così al minimo i tempi di trasferimento del personale.

Le pompe di scarico del combustibile devono vincere le perdite di pressione del circuito di scarico (tanto più elevate quanto più la temperatura del combustibile è inferiore a quella economica di pompaggio), nonché il battente geodetico che, nel caso di grandi serbatoi, può raggiungere 15÷20 m. Adatte allo scopo sono le pompe volumetriche a ingranaggi o rotative a disco cavo (v. capitolo 39 § 7), caratterizzate da elevati rendimenti anche con basse pressioni (0,5 bar-a) alle bocche aspiranti.

Le pompe di serie forniscono generalmente prevalenze di 6÷10 bar.

I depositi di piccola capacità (15) sono generalmente dotati di 2–3 pompe aventi ciascuna una portata di almeno 20 m³/h, in modo che sia possibile scaricare un autotreno o un carro-cisterna in circa mezz'ora, operando con due pompe in parallelo.

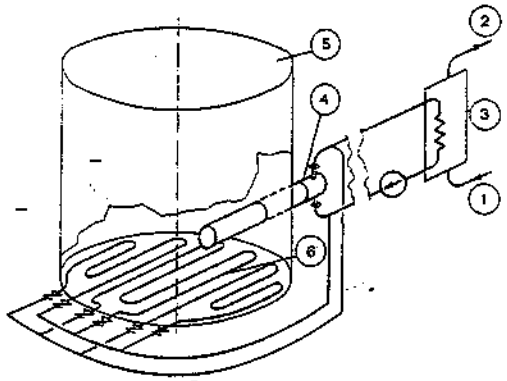
Per depositi medi, dotati di due o tre posti di scarico, è opportuno installare pompe da circa 40 m³/h: il maggior costo rispetto a portate inferiori (10÷25 m³/h) è largamente compensato dalla riduzione dei tempi di sosta dei veicoli e dal minor tempo di impegno del personale.

I serbatoi destinati a contenere olio combustibile avente viscosità di 3°÷5°E (fluido) e oltre 7°E (denso) sono dotati di un sistema di riscaldamento avente come fluido

(15) È opportuno che la capacità dei serbatoi per centrali termiche industriali assicuri una autonomia di almeno un mese nel periodo invernale.

riscaldante vapore, acqua surriscaldata o acqua calda (T6). Tale sistema di riscaldamento è essenzialmente costituito da (fig. 43.25):

- un complesso di *serpentini* posti sul fondo di ogni serbatoio, avente lo scopo di mantenere l'intera massa di olio alla temperatura di circa 20°C;
- un riscaldatore (chiamato *di bocca*) atto a riscaldare sino a 30°÷60°C l'olio prelevato dal serbatoio;
- una centralina per la produzione e la circolazione del fluido riscaldante nei serpentini e nel riscaldatore di bocca.



1. Arrivo transfer primario - 2. Ritorno transfer primario - 3. Scambiatore di calore tra i transfer primario e secondario (v. anche fig. 43.26) - 4. Riscaldatore di bocca - 5. Serbatoio di stoccaggio - 6. Serpentini riscaldatori.

Fig. 43.25 – Sistemi di riscaldamento di un serbatoio di stoccaggio di olio combustibile.

È consigliabile utilizzare il transfer primario della centrale termica quale fonte di calore per il riscaldamento dei serbatoi di olio combustibile in quanto un'avaria alle superfici di scambio (serpentini) potrebbe causare un travaso di combustibile nel circuito del transfer primario, inquinandolo.

Risulta quindi opportuno impiegare sempre un transfer secondario, generalmente acqua calda nel salto 85°–70°C, ottenuta per scambio termico a superficie dal transfer primario nella suddetta centralina. Il costo di una centralina di produzione del transfer secondario ad uso esclusivo del riscaldamento del combustibile è inferiore a quello dei danni conseguenti ad un possibile inquinamento del transfer primario.

Tale centralina è realizzabile secondo lo schema di principio di fig. 43.26. Si noti la presenza di un riscaldatore elettrico in parallelo a quello alimentato dal transfer primario. Tale riscaldatore elettrico è indispensabile sia per gli avviamenti dell'impianto sia durante i periodi di interruzione dell'esercizio della centrale termica, cioè quando manca il transfer primario.

La potenza termica della centralina deve compensare le dispersioni di calore di tubazioni e serbatoi del combustibile, nonché il calore necessario per riscaldare il combustibile prelevato dal serbatoio.

La potenza dell'eventuale sistema di riscaldamento elettrico è elevata, ma la stessa è assorbita solo quando la centrale termica è inattiva o è in fase di avviamento.

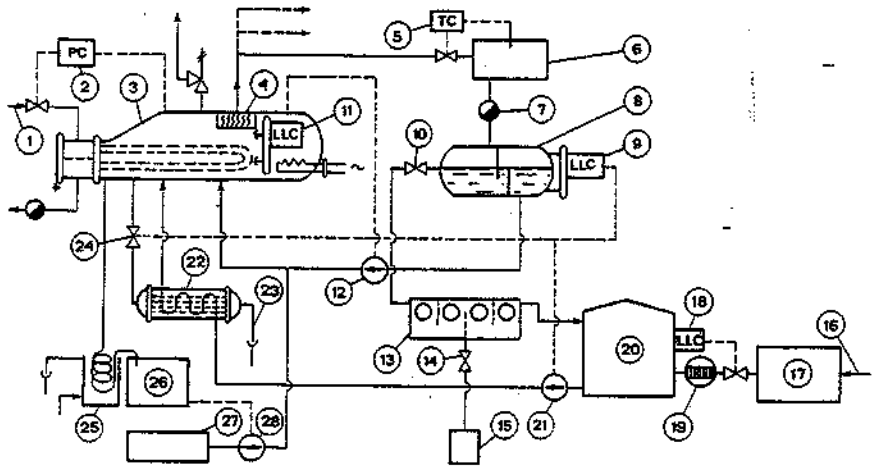
La regolazione del calore ceduto dai serpentini viene effettuata con valvola termoregolatrice, tarata a circa 20°C, il cui elemento sensibile è inserito nel fasciame, poco sopra ai serpentini: in tal modo, si mantiene il serbatoio in condizioni di buona funzionalità con minimo consumo di calore.

Il riscaldamento alla temperatura economica di pompaggio (30°÷60°C a seconda della viscosità) del solo liquido aspirato è ottenuto, come detto, per mezzo del riscaldatore di bocca (fig. 43.27), generalmente costituito da un fascio tubiero a U racchiuso in un fasciame che lo separa dall'interno del serbatoio.

L'elemento sensibile della valvola regolatrice di temperatura relativa al riscaldatore di bocca deve essere inserito nel corpo del riscaldatore e non sulla tubazione di prelievo, al fine di evitare che la valvola regolatrice continui a permettere il flusso di fluido riscaldante nel riscaldatore, anche quando la portata di olio aspirata è nulla.

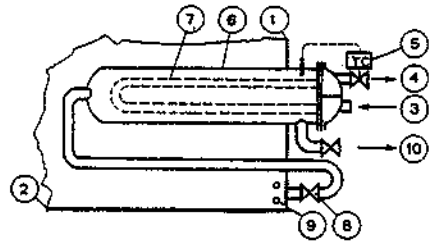
I consumi di combustibile possono essere rilevati a breve ed a lungo termine (rilievi giornalieri, settimana-

(16) I serbatoi con capacità inferiore a 20 m³ possono essere dotati di sole resistenze elettriche.



1. Arrivo transfer primario (vapore o A.S.) - 2. Regolatore di pressione del transfer secondario (Pressure Controller) - 3. Evaporatore a superficie o trasformatore di vapore - 4. Separatore di gocce - 5. Regolatore di temperatura di una utenza - 6. Utenze (riscaldatore di bocca, serpentino, ecc.) - 7. Scaricatore di condensa - 8. Serbatoio di raccolta condense con setti per la separazione di eventuali affussi di olio combustibile - 9. Regolatore di livello (Liquid Level Controller) per l'integrazione delle perdite - 10. Valvola di spurgo continuo superficiale, per asportare l'olio eventualmente presente - 11. Regolatore di livello per l'alimentazione dell'evaporatore - 12. Pompa di alimentazione dell'evaporatore - 13. Serbatoio di controllo ottico della presenza di olio nello spurgo continuo di 8, completo di setti separatori e di oblò retroilluminati - 14. Valvola manuale di scarico olio - 15. Raccolta olio combustibile separato dal transfer seconderio - 16. Arrivo acqua grezza - 17. Depuratore acqua - 18. Regolatore di livello - 19. Contatore acqua di integrazione - 20. Serbatoio acqua depurata - 21. Pompa di integrazione del circuito transfer secondario - 22. Preriscaldatore dell'acqua di integrazione e raffreddatore degli spurghi - 23. Spurgo per deconcentrazione del circuito secondario - 24. Valvola di deconcentrazione (aperta quando si integra l'evaporatore) - 25. Refrigerante dei campioni di acqua prelevati nell'evaporatore - 26. Analizzatore acqua dell'evaporatore - 27. Serbatoio additivi - 28. Pompa additivi.

Fig. 43.26 – Schema di impianto di produzione del transfer secondario (vapore) per il riscaldo del circuito combustibile liquido.



1. Fasciame del serbatoio di stoccaggio - 2. Fondo del serbatoio - 3. Arrivo acqua surriscaldata (transfer secondario) - 4. Ritorno acqua surriscaldata (transfer secondario): quando il transfer secondario è vapore, 3 e 4 si invertono - 5. Regolatore di temperatura dell'olio combustibile prelevato - 6. Fasciame del riscaldatore di bocca - 7. Fascio tubiero del riscaldatore di bocca - 8. Valvola di intercettazione del prelievo dal serbatoio - 9. Serpentino antigelo - 10. Prelievo olio riscaldato.

Fig. 43.27 – Riscaldatore di bocca.

li, semestrali o annuali). I primi sono effettuati mediante contatori, generalmente del tipo volumetrico; le variazioni di densità del combustibile in funzione della temperatura di misura incidono sull'errore globale più dell'errore strumentale del contatore. È possibile ottenere una buona correzione inserendo un integratore compensato in funzione della temperatura, ma il costo è elevato e non sempre giustificato.

I consumi a lungo termine sono deducibili dai documenti di pesatura e dal rilevamento della giacenza in serbatoio. Per ottenere un rilevamento più preciso occorre tenere conto della eventuale presenza di acqua, nonché della densità del liquido (da determinare a mezzo densimetro su campioni prelevati, con apposito attrezzo, a diverse altezze nel serbatoio e apportando le necessarie correzioni di temperatura).

Il rilevamento rapido del peso di combustibile in serbatoio, indipendentemente da misure di temperatura e di densità, può essere ottenuto con il *pneumarcatore* (fig. 43.28).

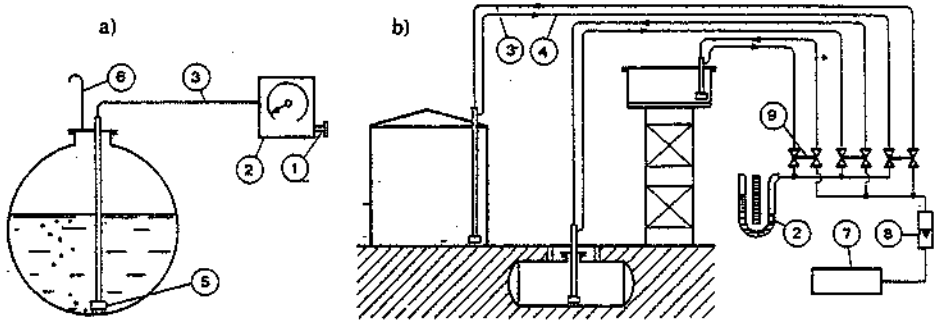
La misura a distanza del livello in serbatoi contenenti liquidi, può essere effettuata in diversi modi:

- teletrasmettendo (in genere elettricamente) la posizione di un galleggiante;
- riportando (elettricamente o pneumaticamente) la pressione presente alla base del serbatoio misurata con un trasmettitore;
- equilibrando la pressione della colonna di liquido (altezza x densità) con quella di aria fatta gorgogliare da una campana posta presso il fondo del serbatoio.

Quest'ultimo sistema è economico, antideflagrante, adatto per serbatoi dotati di sfiato nell'atmosfera.

La precisione di misura (della pressione e non dell'altezza h) può essere molto elevata purché nei tubi non si formino sacche di condensa e lo strumento rilevatore della pressione sia preciso.

Il combustibile è prelevato dal serbatoio con le pompe di travaso, costruttivamente uguali a quelle di scarico; la loro portata complessiva (unità di riserva esclusa) deve essere di poco superiore al fabbisogno massimo dei generatori di calore.

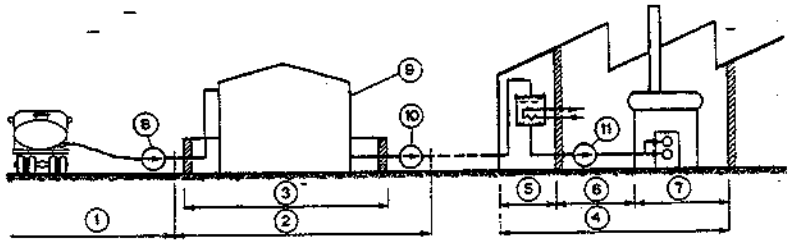


1. Azionamento manuale pompa aria compressa - 2. Pneumarcatore (= manometro tarato in colonna del liquido misurato) - 3. Tubo mandata aria compressa (ed anche di misura nel caso di impianti con distanze limitate) - 4. Tubo di misura (per impianti con distanze rilevanti) - 5. Campana di gorgogliamento - 6. Tubo di scarico aria di gorgogliamento - 7. Compressore d'aria - 8. Indicatore di flusso d'aria - 9. Valvole interconnesse per l'inserimento della misura sui vari serbatoi.

Fig. 43.28 – Misura del livello in serbatoi di liquido (acqua, olio combustibile, ecc.) a pressione atmosferica ed i cui vapori non siano esplosivi: a) applicazione su piccoli serbatoi; b) schema di sistema centralizzato di misura.

Per meglio adeguare la portata istantanea al consumo, minimizzando così l'energia assorbita, si adottano spesso motori a doppia velocità (rapporto 1/2); trattandosi di pompe volumetriche, possono funzionare in parallelo unità ad alta ed a bassa velocità.

Al fine di assicurare un certo quantitativo di combustibile caldo (atto a ridurre il tempo di avviamento della centrale dopo le interruzioni notturne o di fine settimana), in passato era prassi corrente installare un *serbatoio di servizio* nella centrale termica (fig. 43.29).



1. Zona di scarico - 2. Deposito - 3. Bacino di contenimento - 4. Centrale termica - 5. Serbatoio di servizio - 6. Trattamento olio combustibile (v. anche fig. 43.30) - 7. Caldaia - 8. Pompa di scarico - 9. Serbatoio di stoccaggio - 10. Pompa di travaso - 11. Pompa di spinta.

Fig. 43.29 – Schema di principio di un impianto per olio combustibile.

La pericolosità di tale serbatoio è stata però spesso sottovalutata ed ora, giustamente, i VV.F. impongono che lo stesso sia racchiuso in un locale caratterizzato da 120 minuti di resistenza al fuoco. Il costo e l'ingombro di un serbatoio di servizio e del relativo locale di contenimento sono sovente tali da imporre delle soluzioni alternative, come più sotto esposto.

Allorché si impieghi un serbatoio di servizio, le pompe di travaso sono comandate da misuratori di livello, installati sul serbatoio stesso, che inseriscono in sequenza le varie pompe, in modo da mantenerlo sempre pieno.

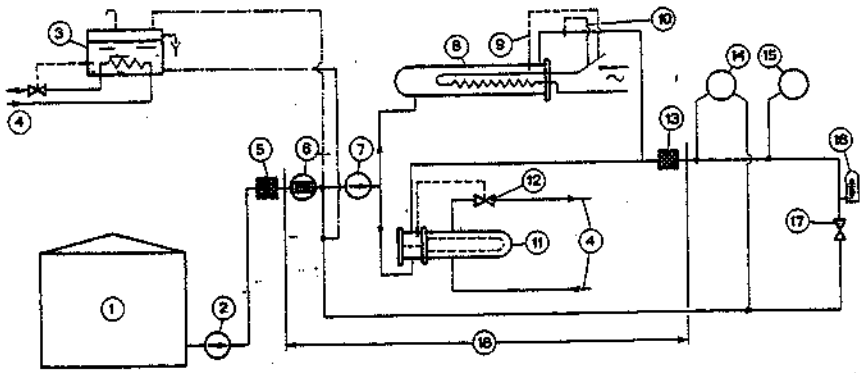
Per evitare che, in caso di avaria ai circuiti di comando delle pompe, il combustibile trabocchi dal serbatoio, occorre installare una valvola di sicura affidabilità che intercetti l'afflusso quando è raggiunto il livello massimo.

Il serbatoio di servizio è dotato di un serpentino, atto a portare in poche ore da 40° a 90°C l'intera massa di combustibile ed è accuratamente coibentato in modo da disporre di combustibile caldo all'avviamento della centrale.

La capacità del serbatoio può essere limitata al fabbisogno orario del generatore di maggior potenzialità, in modo da consentire di avviare quest'ultimo a carico ridotto fino all'erogazione del transfer principale alle condizioni richieste.

Quando, per motivi di costo, di ingombro e di sicurezza, non si prevede il serbatoio di servizio, il *gruppo di spinta* (cioè l'impianto di filtrazione, pompaggio e riscaldamento del combustibile inviato ai bruciatori) è direttamente alimentato dal serbatoio di deposito, per gravità o tramite pompe di travaso (fig. 43.30). In questo secondo caso, ogni pompa del gruppo di spinta deve essere elettricamente interconnessa con una pompa di travaso di pari portata in modo da assicurare il contemporaneo funzionamento delle due pompe.

La temperatura dell'olio combustibile denso (a valle del gruppo di spinta) è di solito compresa fra 80° e 120°C, in modo da assicurare la viscosità ottimale ai bruciatori (generalmente 2°E).



1. Serbatoio di stoccaggio - 2. Pompe di travaso - 3. Eventuale serbatoio di servizio - 4. Circuito del transfer riscaldante secondario - 5. Filtro a freddo - 6. Contatore - 7. Pompa di spinta - 8. Riscaldatore elettrico di avviamento - 9. Termostato di massima - 10. Termostato di regolazione - 11. Riscaldatore alimentato dal transfer secondario - 12. Regolazione di temperatura (o di viscosità, nei grandi impianti) - 13. Filtro a caldo - 14. Bruciatore del tipo a ricircolo - 15. Bruciatore del tipo senza ricircolo - 16. Termometro (installato nel punto più lontano dal gruppo di spinta) - 17. Valvola di ricircolo per il riscaldo del circuito - 18. Gruppo di spinta.

Fig. 43.30 – Schema di circuito olio combustibile in centrale termica.

La pressione di mandata ai bruciatori è variabile fra 6 e 70 bar, in funzione del tipo di bruciatore adottato.

Per ridurre le avarie alle pompe ed ai bruciatori, i gruppi di spinta sono sempre dotati di *filtri a freddo* (i quali operano sul combustibile a circa 40°C ed hanno maglie di 2÷4 mm) e di *filtri a caldo* che, operando su combustibile a 2°E, possono avere maglie inferiori a 0,5 mm.

Il riscaldamento dell'olio combustibile nei gruppi di spinta è effettuata a mezzo di scambiatori di calore, i quali presentano alcuni problemi particolari:

- i coefficienti di scambio olio/metallo e metallo/vapore sono talmente diversi che spesso conviene adottare tubi alettati sul lato olio. La soluzione dei tubi di acciaio rivestiti con elementi di ghisa dotati di alettatura radiale, oltre a consentire una sensibile economia di spazio, offre anche una maggiore garanzia di resistenza sia alla pressione del vapore che alla corrosione da parte dell'olio combustibile;
- dato che la pressione del combustibile è spesso molto superiore a quella del transfer, per evitare l'inquinamento di quest'ultimo circuito la tenuta dello scambiatore deve essere assoluta e mantenersi tale nel tempo;
- per il riscaldamento del combustibile all'avviamento dell'impianto, occorre una fonte di calore ausiliaria che generalmente è l'energia elettrica. Per evitare pericolosi surriscaldamenti (cui possono fare seguito perdite di combustibile ad alta pressione e temperatura ed incendi difficilmente controllabili), i riscaldatori ad energia elettrica devono essere dotati di termostati ad alta affidabilità, montati direttamente sul fasciame (per rilevare aumenti di temperatura anche in caso di portata nulla) e di resistenze dimensionate per una bassa potenza specifica, possibilmente inferiore a 1 W/cm^2.

Quando si utilizza gasolio, i problemi precedentemente esposti si semplificano notevolmente, in quanto non occorrono riscaldamenti, almeno fino a temperature del

gasolio di –15°C. Le pompe a bassa prevalenza e di portata superiore a 5 m^3/h possono essere del tipo centrifugo, dotate di tenuta "meccanica" sull'asse per ridurre al massimo il pericolo di perdite. Con il gasolio, il serbatoio di servizio non è necessario.

Quando si utilizza BTZ il riscaldamento diventa indispensabile perché, in funzione del "crudo" da cui è ricavato e della metodologia di lavorazione, il *pour point* (temperatura di rammollimento o di pompabilità) può salire a 65°C: sotto tale temperatura il BTZ non può fluire nelle tubazioni neppure a bassissima velocità.

Un circuito per BTZ non differisce pertanto da uno per ATZ se non per il fatto che ogni elemento del sistema (tubi, valvole, filtri, contatori) deve essere riscaldato senza soluzione geometrica di continuità.

Per contro le paraffine presenti nel BTZ consentono spesso di raggiungere i 2°E, ottimali per la polverizzazione, a temperatura inferiore a quella occorrente per gli ATZ.

I serbatoi di deposito di BTZ devono essere mantenuti sopra il pour point e quindi è economicamente conveniente coibentarli; per consentire la costruzione del fondo secondo le procedure usuali, si può isolarlo termicamente dal terreno, sovrapponendolo a pannelli di schiuma di vetro che resistono indefinitamente sia al carico che all'umidità; il fasciame cilindrico è spesso isolato con schiuma di poliuretano o con i normali coibenti di lana di vetro o di roccia.

Il gas naturale fornito a mezzo di tubazione non richiede alcun accumulo (che d'altronde avrebbe costi rilevanti). L'impianto del gas naturale comporta solamente l'adozione di valvole regolatrici della pressione intorno al valore richiesto dai costruttori dei bruciatori e del sistema di regolazione. Inoltre, tutti i contatori di gas (a capsulismi, venturimetrici, a turbina, a vortice) forniscono misure delle portate inversamente proporzionali o quasi, alla pressione assoluta del gas: per quanto possibile si devono pertanto effettuare le misure corrispondenti a valle di un gruppo regolatore di pressione, dove la pressione è praticamente costante.

Per ottenere elevate precisioni, si installano correttori della misura che tengano anche conto della pressione ed eventualmente della temperatura. In questo caso, ovviamente, la misura può essere a pressione variabile.

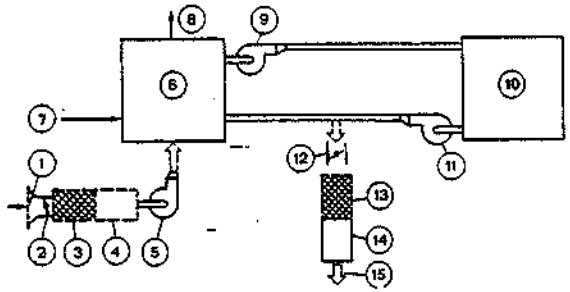
43.7. CIRCUITI TRANSFER

Come detto, i transfer provvedono a trasportare il calore dal generatore all'utenza e possono essere costituiti da gas, vapori condensanti e liquidi. Di seguito, riportiamo le caratteristiche più salienti dei principali circuiti.

a) **Transfer aria** (fig. 43.31)

Quando si impiega il transfer aria, è sempre necessario reintegrare in tutto o in parte l'aria stessa nell'impianto, al fine di compensare le perdite o la portata d'aria estratta dal circuito del transfer perché contenente vapori d'acqua o di solventi, polveri, ecc.

Il trattamento dell'aria di integrazione consiste generalmente in una filtrazione più o meno spinta; per l'impiego a temperature molto basse può essere necessario ridurre preventivamente il tenore di umidità per limitare le formazioni di ghiaccio; in impianti ove si manipolino sostanze nocive è indispensabile depurare l'aria effluente con idrofiltri, filtri elettrostatici o a maniche (capitolo 45).



1. Griglia di prese - 2. Serranda per la regolazione della portata - 3. Filtro - 4. Eventuale silenziatore - 5. Ventilatore di mandata - 6. Riscaldatore (o refrigeratore) - 7. Aria e combustibile (o transfer refrigerante o riscaldante) - 8. Fumi (o transfer refrigerante o riscaldante) - 9. Ventilatore di mandata - 10. Utenza - 11. Ventilatore di ricircolo (eventuale) - 12. Serranda sullo scarico - 13. Filtro (eventuale) - 14. Silenziatore (eventuale) - 15. Scarico in atmosfera.

Fig. 43.31 – Schema di principio di un circuito utilizzante aria come transfer.

L'aria viene sempre movimentata con ventilatori; la scelta del numero e della posizione degli stessi deve tenere conto di numerose esigenze, spesso fra di loro contrastanti, quali:

- un ventilatore unico è generalmente meno oneroso di due: infatti, il costo di primo impianto e di manutenzione sono minori, il rendimento è maggiore, l'adeguamento delle curve caratteristiche portata/prevalenza del ventilatore e portata/perdite di carico del circuito è migliore;
- l'adozione di un solo ventilatore esige che la prevalenza di questo assicuri la circolazione del transfer nell'intero circuito: quindi in una parte del circuito la pressione è superiore a quella che si avrebbe con due ventilatori opportunamente posizionati;
- adottando più di un ventilatore, è sovente possibile mantenere nelle apparecchiature costituenti il processo (tunnel di verniciatura, essiccatoi, ambienti aventi condizioni termoigrometriche controllate, ecc.) una pressione poco diversa (±10Pa) da quella atmosferica: pertanto, le apparecchiature stesse risultano meno costose, sia come costruzione che come esercizio, di quelle che, operando a pressioni molto diverse dalla atmosferica, devono essere "a tenuta";
- per mantenere bassa la differenza di pressione fra ambiente e processo, nonostante le rilevanti cadute di pressione (200÷2.000 Pa ed oltre) presenti nel ramo afferente ed in quello deferente del circuito del transfer, occorre installare due o più ventilatori, spesso dotati di organi di regolazione per il controllo della portata affluente, della pressione nell'apparecchiatura, della portata ricircolata e di quella estratta;
- il costo di impianto e quello di esercizio dei ventilatori sono evidentemente tanto più alti quanto più l'aria trattata è a temperatura diversa da quella ambiente oppure è inquinata da polveri (abrasive, infiammabili, ecc.) e gas od aerosoli corrosivi; è pertanto opportuno installare tali macchine nelle zone del circuito ove l'aria è più pulita ed a temperatura prossima a quella ambiente.

Quando il processo richiede pressioni relativamente elevate, ad esempio oltre 4.000 Pa, la scelta dei ventilatori deve tenere conto della potenza sonora degli stessi (capitolo 51). In proposito, è possibile agire secondo due criteri:

- adottare macchine di rendimento elevato, il cui maggior costo è spesso largamente compensato dalla minor potenza meccanica assorbita; tali macchine sono generalmente meno rumorose di quelle di minor rendimento;
- installare fra il ventilatore e l'ambiente un silenziatore che, se adeguatamente scelto in funzione dello spettro di frequenza del rumore, può abbassare il livello sonoro in ambiente senza richiedere un apprezzabile aumento di potenza.

Altre apparecchiature inserite nel circuito del transfer sono le seguenti (fig. 43.31):

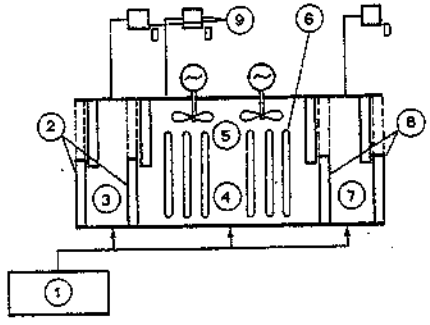
- griglie sulle bocche di presa e di espulsione per la protezione antinfortunistica o da corpi presenti nell'atmosfera quali uccelli, fogli di carta o di plastica;
- filtri dell'aria primaria e di scarico: si tratta di individuare il filtro che, pur fornendo una efficienza adeguata, richiede costi di filtrazione accettabili; questo costo include sia quello dei materiali filtranti sia l'energia occorrente per vincere la caduta della pressione causata dal filtro (una efficenza troppo spinta richiede più frequenti interventi manutentivi);
- serrande di regolazione della portata, le cui funzioni possono andare da una taratura grossolana con posizionamento manuale, alla intercettazione con tenuta più o meno spinta o alla regolazione automatica. In quest'ultimo caso è spesso indispensabile l'applicazione di boccole autolubrificate o di cuscinetti a rotolamento per i perni delle alette e del cinematismo di manovra perché la serranda possa posizionarsi esattamente secondo quanto richiesto dalla regolazione automatica, anche dopo numerose manovre.

b) **Transfer gassoso**

Quando il transfer è un gas, vale quanto esposto nel caso dell'aria, salvo l'esigenza di ridurre al minimo le perdite del gas stesso che, oltre ad essere più costoso dell'aria, può anche risultare esplosivo o velenoso; inoltre, una insufficiente quantità di transfer, oltre ad impedire il normale svolgimento del processo, potrebbe portare l'impianto in condizioni di pericolo.

La tipologia di impianti a transfer gassoso è troppo ampia per poterla affrontare sistematicamente. A titolo di esempio, sembra interessante integrare quanto già detto a proposito dei forni per cementazione o carbonitrurazione dell'acciaio al carbonio. Elenchiamo quindi i principali elementi che vengono installati su tali forni e che costituiscono punti di differenza fra un circuito ad aria e uno a gas (fig. 43.32):

- un *generatore di atmosfera controllata* produce quest'ultima in continuità e generalmente a portata



1. Generatore di atmosfera controllata - 2. Porte a manovra sequenziale sull'ingresso del materiale - 3. Vestibolo anteriore - 4. Camera del forno - 5. Ventilatori di circolazione del transfer - 6. Tubi radianti di riscaldo - 7. Vestibolo posteriore - 8. Porte a manovra sequenziale sull'uscita del materiale - 9. Scarichi in atmosfera dell'eccesso di atmosfera controllata, acceso con bruciatore pilota.

Fig. 43.32 – Circuito con transfer gassoso (forno per trattamento termico in atmosfera controllata).

costante, essendo estremamente difficile mantenere la composizione entro i ristretti limiti ammessi se si varia la quantità di gas prodotto;
- opportuni *sfiati* dai quali l'eccesso di "atmosfera" fuoriesce. Un bruciatore pilota incendia tali gas non appena entrano in contatto con l'ossigeno atmosferico: la presenza di fiamma in corrispondenza degli sfiati costituisce un sicuro segnalatore di adeguata alimentazione di "atmosfera" al forno;
- *vestiboli* all'ingresso ed all'uscita del forno, i quali, essendo delimitati ciascuno da due porte, permettono – tramite l'apertura e la chiusura in sequenza delle porte stesse – l'introduzione e lo scarico dei materiali senza che l'"atmosfera" fuoriesca dal forno;
- *ventilatori di circolazione del transfer*, le cui caratteristiche peculiari sono:
  - la temperatura della girante, superiore a 800°C;
  - la prevalenza, pari a un quarto di quella generata da una girante avente le stesse caratteristiche aerodinamiche: ciò in quanto la densità del gas è pari a circa un quarto di quella dell'aria (a causa della elevata temperatura di esercizio);
  - il calore trasmesso per conduzione dall'albero deve essere asportato per contenere entro valori accettabili la temperatura del cuscinetto del motore; a sua volta l'albero deve essere di grande sezione per sopportare le sollecitazioni a caldo.

Si tratta, com'è ovvio, di accessori che, per quanto abbiano raggiunto elevati livelli di prestazioni, comportano alti costi di installazione, esercizio (consumo di gas e di energia elettrica) e manutenzione; peraltro, l'attuale tecnologia non consente di farne a meno.

c) Transfer a fluido diatermico liquido (fig. 43.33)

I fluidi diatermici operanti in fase liquida richiedono un circuito relativamente semplice, i cui componenti sono di seguito descritti insieme con le loro caratteristiche fondamentali.
- il riscaldatore (fig. 43.9.b);
- il serbatoio di accumulo: a causa dell'elevato costo del transfer e, in certi casi, della sua nocività o pericolosità ecologica, il serbatoio deve avere una capacità atta a contenere l'intera quantità di fluido presente nell'impianto (17);
- il serbatoio di espansione: consente la dilatazione del liquido. Il volume sovrastante l'olio può essere in comunicazione con l'atmosfera ed in tale caso è normalmente preceduto da un refrigerante, ad aria o ad acqua, per tenerne bassa la temperatura e minimizzare l'ossidazione del liquido. Quando la temperatura massima del fluido è prossima a quella di ebollizione o quando non sia possibile installare il serbatoio al di sopra del punto più alto dell'impianto, il serbatoio è costruito per l'esercizio sotto pressione, ottenuta a mezzo di un gas inerte (azoto). Durante l'avviamento dell'impianto il serbatoio di espansione, tramite opportuno collegamento intercettabile, esplica anche la funzione di separare dal liquido le bolle d'aria e di acqua (sotto forma di vapore) presenti nel circuito;
- le pompe di circolazione: se di elevata qualità, assicurano un funzionamento praticamente esente da manutenzione. Spesso, la temperatura di lavoro richiede l'adozione sull'asse di una tenuta meccanica anziché a premistoppa ed un raffreddamento razionale, cioè tale da mantenere i cuscinetti a temperatura accettabile;
- una opportuna strumentazione, al fine di assicurare che la portata di transfer circolante nel generatore non scenda sotto al valore di progetto (per evitare surriscaldamenti locali che causerebbero danni al generatore e degradamento del transfer).

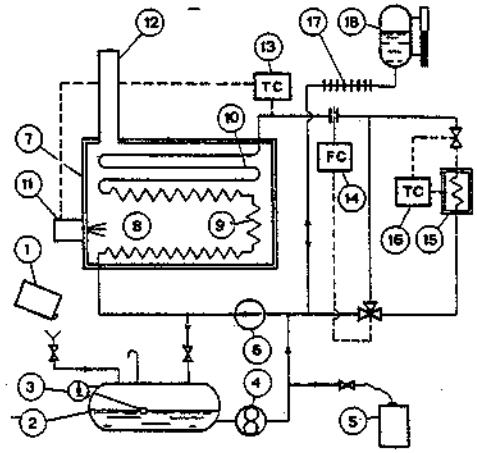
(17) Il fluido di rabbocco e quello esausto da rigenerare (quando questa operazione è possibile) sono conservati in fusti.

d) Transfer acqua calda o surriscaldata

Gli impianti ad acqua in fase liquida sono frequentemente adottati perché, con un costo di impianto e di esercizio relativamente basso, coprono in misura soddisfacente le esigenze delle utenze di acclimazione civile e industriale, nonché delle utenze tecnologiche nel campo di temperature fino a 180°C.

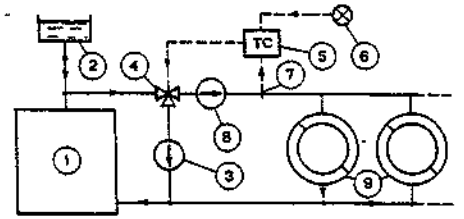
Negli impianti di riscaldamento civile (fig. 43.34) la temperatura massima di progetto è di 80°÷95°C, il salto termico è di 5°÷15°C e l'acqua è riscaldata direttamente in caldaia; la prevalenza delle pompe varia da 0,5 kPa per gli impianti unifamiliari a 300 kPa ed eccezionalmente 500 kPa per gli impianti di quartiere.

Negli impianti industriali si impiegano temperature massime di 120° ÷ 180°C, salti di 40° ÷ 80°C con prevalenze di 150 ÷ 850 kPa; l'acqua è riscaldata in caldaia (fig. 43.35) o meglio in uno scambiatore alimentato dal vapore prodotto da una caldaia; quando l'A.S. è l'unico transfer utilizzato nell'impianto, tutto il vapore è inviato allo scambiatore (ubicato più in alto della caldaia) dal quale la condensa ritorna per gravità nella sottostante caldaia



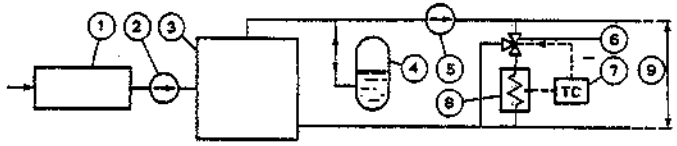
1. Rifornimento olio (da fusti) - 2. Serbatoio di stoccaggio olio - 3. Indicatore di livello a quadrante - 4. Pompa (a ingranaggi) di integrazione del circuito - 5. Ricupero olio (in fusti) - 6. Pompa (centrifuga) di circolazione del transfer - 7. Riscaldatore del transfer - 8. Camera di combustione - 9. Superficie di scambio irraggiata - 10. Superficie di scambio a convezione - 11. Bruciatore - 12. Camino - 13. Regolatore di temperatura (Temperature Controller) - 14. Regolatore di minima portata olio attraverso il riscaldatore (Flow Controller) - 15. Utenza - 16. Regolatore di temperatura nell'utenza - 17. Refrigeratore (ad aria) dell'olio fluente verso il vaso di espansione - 18. Vaso di espansione con indicatore di livello a trasparenza.

Fig. 43.33 – Schema di circuito con transfer costituito da olio diatermico in fase liquida.



1. Generatore di calore - caldaia - 2. Vaso di espansione (tipo aperto) - 3. Pompa anticondensa (per evitare le corrosioni dovute a troppo bassa temperatura dell'acqua in caldaia) - 4. Valvola miscelatrice a tre vie - 5. Regolatore di temperatura dell'acqua alle utenze - 6. Sonda esterna (misura la temperatura dell'aria esterna) - 7. Sonda acqua (misura la temperatura dell'acqua inviata alle utenze) - 8. Pompa di circolazione - 9. Utenze.

Fig. 43.34 – Schema di impianto di riscaldamento ad acqua calda.



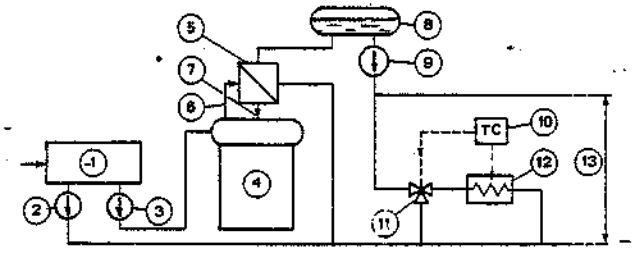
1. Depurazione acqua primaria - 2. Pompa di integrazione del circuito - 3. Caldaia - 4. Serbatoio di espansione pressurizzato - 5. Pompa di circolazione - 6. Valvola a tre vie di regolazione della temperatura nell'utenza - 7. Regolatore di temperatura - 8. Utenza - 9. Ad altre utenze.

Fig. 43.35 – Schema di impianto ad acqua (calda o surriscaldata) con serbatoio di espansione pressurizzato a gas.

(fig. 43.36): quest'ultimo tipo di impianto – assai interessante per la sua semplicità – crea alcuni problemi nel caso di potenzialità rilevanti; infatti, il serbatoio di espansione posto in una posizione più elevata rispetto al resto (al fine di prevenire evaporazioni nei circuiti a valle nel caso di arresto delle pompe di circolazione) richiede strutture portanti molto impegnative, specialmente se l'insediamento si trova in zona sismica; inoltre, con basse portate nello scambiatore ed elevate pressioni nel generatore di vapore si possono verificare evaporazioni di acqua all'uscita dello scambiatore.

I vantaggi del sistema caldaia-scambiatore sono notevoli e compensano largamente il costo dello scambiatore:

- il circuito caldaia-scambiatore non richiede integrazioni di acqua e quindi con una spesa contenuta può essere alimentato con acqua depurata: la mancanza di incrostazioni assicura il mantenimento di coefficienti di scambio molto elevati; la potenza delle pompe di integrazione è minima ed il loro costo gestionale è quasi nullo;
- solidi sospesi ed altri inquinanti presenti nell'acqua surriscaldata non si possono depositare in caldaia, per cui non risulta compromessa la conservazione di quest'ultima;
- le repentine variazioni di temperatura, inevitabili in un circuito di acqua surriscaldata, causano gravi disuniformità termiche, nocive per una caldaia a tubi d'acqua ed assolutamente inaccettabili per una a tubi di fumo (si verifica lo smandrimento



1. Depurazione acqua primaria - 2. Pompa di integrazione circuito secondario - 3. Pompa di integrazione circuito primario - 4. Caldaia - 5. Scambiatore di calore - 6. Vapore dalla caldaia allo scambiatore - 7. Scarico a gravità della condensa dallo scambiatore alla caldaia - 8. Serbatoio di espansione autopressurizzato - 9. Pompa di circolazione acqua surriscaldata - 10. Regolatore della temperatura nell'utenza - 11. Valvola a tre vie - 12. Utenza - 13. Ad altre utenze.

Fig. 43.36 – Schema di impianto ad acqua surriscaldata, prodotta a mezzo di scambiatore di calore, con serbatoio di espansione autopressurizzato.

dei tubi o la rottura delle saldature fra le piastre tubiere ed il fasciame). L'interposizione dello scambiatore consente alla caldaia di rimanere a temperatura praticamente uguale in ogni suo punto, mentre l'intera massa termica della caldaia agisce da volano, smorzando il gradiente della variazione termica nel tempo.

e) Transfer vapore d'acqua

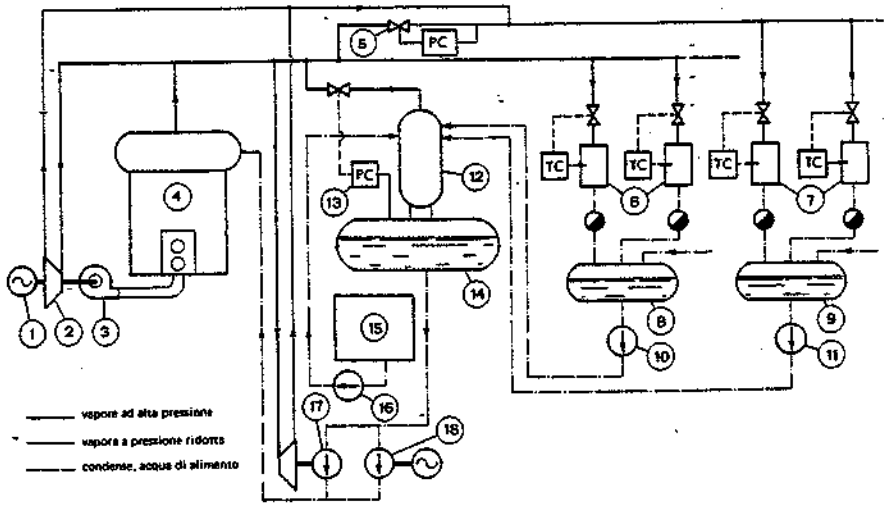
L'impiego di vapore d'acqua è molto diffuso per i numerosi vantaggi già citati al §43.5 (alto coefficiente di scambio, bassa potenza meccanica occorrente per la circolazione, facile regolazione della temperatura, tubazioni di diametro limitato, ecc.)

Per contro, gli svantaggi rispetto ad un circuito a liquido (A.S. od olio diatermico) sono: maggiori complessità di impianto e facilità di corrosione dello stesso.

Come già detto, negli impianti industriali il vapore d'acqua è utilizzato quale transfer nel campo 1÷30 bar-a; può anche essere prodotto a pressioni più elevate (sino a 125÷160 bar-a) e surriscaldato fino a 525°C quando sia sfruttato in turbine per produzione di energia meccanica o elettrica.

Nella fig. 43.37 è riportato lo schema di principio di un circuito a vapore: oltre alle apparecchiature essenziali presenti in tutti gli impianti, quali caldaia, pompe di alimento, utenze, impianto di trattamento dell'acqua primaria, sono indicati:

- il degasatore, la cui adozione è opportuna, specie in impianti con interruzione gior-



1. Motore elettrico per l'avviamento del ventilatore 3 – 2. Turbina a vapore a contropressione per azionamento del ventilatore 3 – 3. Ventilatore di alimentazione dell'aria comburente nella caldaia – 4. Caldaia a vapore – 5. Valvola riduttrice di pressione del vapore, con regolatore – 6. Utenze alimentate con vapore ad alta pressione, complete di regolazione di temperatura e di scaricatore di condensa – 7. Utenze alimentate con vapore a pressione ridotta, complete di regolazione di temperatura e di scaricatore di condensa – 8. Serbatoio raccolta condense dalle utenze ad alta pressione – 9. Serbatoio raccolta condense dalle utenze a pressione ridotta – 10. Pompe recupero condense ad alta pressione – 11. Pompe recupero condense a pressione ridotta – 12. Degasatore – 13. Regolazione della pressione del vapore degasante – 14. Serbatoio acqua degasata – 15. Depurazione acqua primaria – 16. Pompa per integrazione del degasatore – 17. Turbopompa di alimento caldaia (servizio di base) – 18. Elettropompa di alimento caldaia (servizio di emergenza e per avviamento).

Fig. 43.37 – Schema di impianto con transfer sotto forma di vapore d'acqua.

naliera del funzionamento, per pressioni anche di soli 10 bar, mentre diventa necessaria a 18÷20 bar e oltre;
- i serbatoi di raccolta condense, indispensabili quando esiste anche una sola delle seguenti condizioni: presenza del degasatore, circuiti vapore a pressioni diverse, tubazioni molto lunghe, utenze a livello più basso del serbatoio di alimento;
- gruppo di riduzione della pressione del vapore;
- turbine a vapore a contropressione per l'azionamento del ventilatore aria comburente (con motore elettrico di potenza ridotta per l'avviamento) e di una delle due pompe di alimento. Queste turbine sono particolarmente interessanti sotto l'aspetto del risparmio di energia e dell'economia gestionale, perché sono in grado di fornire 1 kWh con 4200÷4600 kJ ovvero 1000÷1100 kcal di combustibile (contro 10.000÷12.600 kJ ovvero 2400÷3000 kcal occorrenti in una centrale termoelettrica a condensazione).

43.8. CENTRALI TERMICHE

Con la dizione *centrale termica* si intende il locale in cui sono installati tutti o parte degli impianti per la produzione del calore. Questi impianti possono essere classificati in base alle varie funzioni e cioè:
- preparazione del combustibile per l'invio al bruciatore;
- generazione del calore;
- preparazione, accumulo, trattamenti e immissione del transfer nel relativo circuito;
- pompaggio del transfer per la distribuzione alle utenze;
- depurazione degli effluenti gassosi e liquidi;
- controllo, regolazione e misura di pressioni, temperature, portate, ecc.

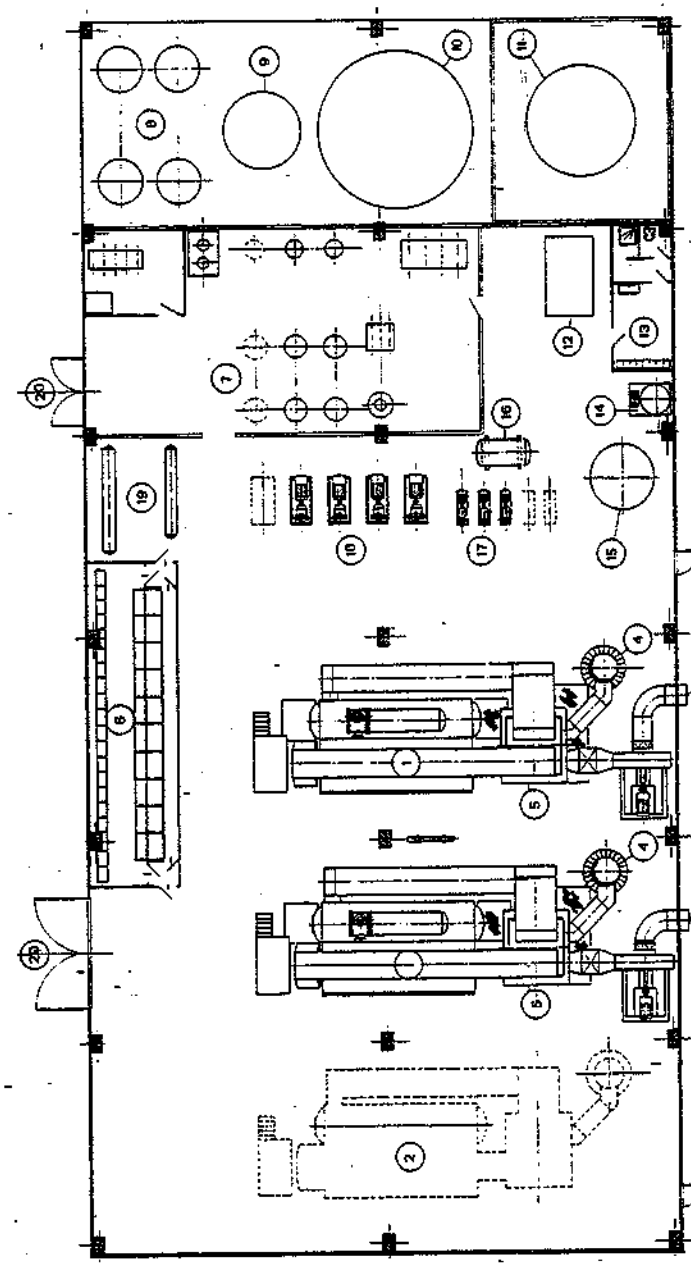
La fig. 43.38 riporta il lavout di una centrale termica per uno stabilimento industriale. Sono visibili:
- due caldaie per la produzione di A.S., con possibilità di potenziamento futuro;
- le pompe di circolazione ed i collettori per l'A.S.;
- gli impianti di trattamento delle acque primaria e di scarico;
- la sala quadri, nella quale è concentrata la strumentazione di controllo e comando di tutti gli impianti termici, elettrici e di trattamento acque; nella stessa sala sono installate le apparecchiature elettriche di potenza (in conformità alle norme CEI per i locali con pericolo di esplosione e incendio). Si noti che la sala quadri è sistemata in posizione baricentrica per consentire il controllo visivo di tutti gli impianti. Inoltre, è costruita con materiali fonoisolanti, in modo da realizzare un ambiente a basso livello sonoro.

I principali componenti della centrale sono accessibili da un corridoio per facilitare le operazioni manutentive.

Per il dimensionamento delle varie apparecchiature costituenti una centrale termica ed in particolare dei generatori di calore, scambiatori di calore, pompe di circolazione e/o alimento del transfer, occorre anzitutto tenere presente che la potenzialità della centrale termica è funzione dei fabbisogni di calore delle varie utenze. Queste ultime sono classificabili in utenze tecnologiche ed impianti di climatizzazione (riscaldamento, ventilazione, condizionamento).

a) Utenze tecnologiche

Prescindendo da quanto già esposto a proposito della temperatura ottimale di esercizio delle varie utenze (v. § 43.5), la potenza termica di queste ultime copre una



1. Generatori di calore a vapore con scambiatore di calore sovrapposto per la produzione di acqua surriscaldata (v. fig. 43.36) - 2. Area disponibile per l'installazione di un altro generatore di calore - 3. Prese dall'esterno dell'aria comburente per le caldaie 1 - 4. Camini delle caldaie 1 - 5. Riscaldatore d'aria (v. fig. 43.26) - 6. Sale quadri (locale insonorizzato, ampiamente vetrato e condizionato - 7. Trattamento acqua primaria (demineralizzazione a scambio di ioni) - 8. Serbatoi di reattivi per il trattamento acqua (HCl, NaOH) - 9. Serbatoio per la neutralizzazione degli effluenti liquidi - 10. Serbatoio acqua demineralizzata - 11. Serbatoio di servizio olio combustibile (il deposito principale dista oltre 200 m) - 12. Gruppo di spinta olio combustibile (v. fig. 43.30) - 13. Servizi igienici - 14. Preparazione soluzione alcalina calda per il lavaggio dei riscaldatori d'aria 5 - 15. Serbatoio d'espansione del circuito acqua surriscaldata - 16. Produzione transfer secondario (v. fig. 43.26) - 17. Pompe reintegro circuito acqua surriscaldata - 18. Pompe circolazione acqua surriscaldata - 19. Collettori acqua surriscaldata - 20. Ingressi principali della centrale - 21. Porte pedonali per esodo di emergenza.

Fig. 43.38 - Planimetria della centrale termica di uno stabilimento industriale.

gamma molto ampia, che va dai 60 kW (50.000 kcal/h) di una piccola lavatrice per particolari meccanici a migliaia di kW (milioni di kcal/h) assorbiti da una macchina continua per carta o da un impianto di verniciatura automobilistico.

Per ciascuna utenza è necessario definire l'andamento della potenza termica assorbita durante l'avviamento, dopo arresti di fine giornata o di fine settimana, e durante l'esercizio di regime a pieno carico.

Tali informazioni consentono di ottimizzare il programma di avviamento dello stabilimento sfalsando o graduando l'inserzione delle varie utenze, in modo da ridurre la potenza massima assorbita durante l'avviamento stesso e quindi la potenza da assicurare in centrale termica.

Si tenga anche presente che la potenza richiesta da alcune utenze è praticamente indipendente dalla temperatura atmosferica, mentre altre ne sono fortemente influenzate: per questo motivo occorre anche conoscere la legge di variazione della potenza richiesta in funzione della temperatura atmosferica, per tenerne conto nella determinazione delle punte estiva ed invernale.

Per ottenere la migliore qualità della produzione e minimizzare i fabbisogni di servomezzi e di manodopera, le utenze devono essere dotate di regolazioni automatiche, che possono essere modulanti o a tutto-niente: quest'ultimo tipo, spesso adottato per il suo basso costo, dovrebbe controllare non più del 20% della potenza totale in quanto – in caso contrario – può creare perturbazioni in centrale termica a causa delle repentine variazioni di carico che si verificano quando numerose regolazioni intervengono contemporaneamente.

b) Impianti di climatizzazione (riscaldamento, ventilazione, condizionamento)

In prima approssimazione, la potenza assorbita da questi impianti è proporzionale alla differenza fra la temperatura ambiente e quella esterna (v. tab. 13.IV) ed è comunque funzione delle continue variazioni delle condizioni meteorologiche (temperatura atmosferica, insolazione, vento, precipitazioni). La fig. 43.39 evidenzia che – supposti gli impianti utenti correttamente dimensionati e dotati di adeguate regolazioni automatiche – la centrale termica deve essere progettata per poter passare in poche ore non solo dal 100% al 50% circa della potenza massima (come richiesto

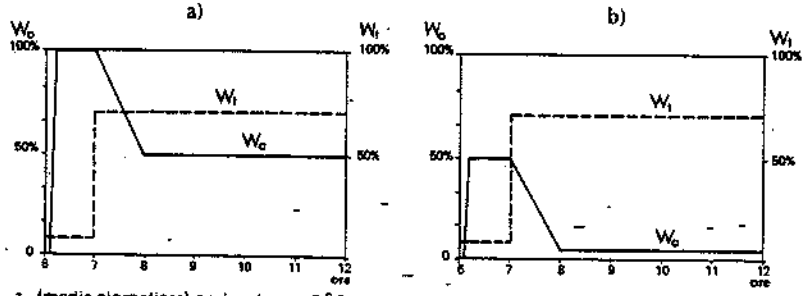


Fig. 43.39 – Andamento qualitativo del fabbisogno di calore (dalle ore 6 alle 12) di uno stabilimento industriale: a) in corrispondenza del massimo freddo; b) nelle mezze stagioni.

nei giorni più freddi della stagione invernale), ma anche, condizione ben più severa, dal 50% al 5% circa (come richiesto nelle mezze stagioni) senza causare sprechi per esercizio a basso rendimento e senza alterare l'uniformità della termodistribuzione.

I diagrammi di fig. 43.40 rappresentano schematicamente l'andamento tipico della potenza termica assorbita rispettivamente durante il giorno dalle sole utenze tecnologiche e durante l'anno dall'insieme di tutte le utenze.

Si sono adottati i seguenti simboli:

W_n = potenza termica tecnologica notturna;
W_d = potenza termica tecnologica diurna;
W_c = potenza richiesta dalle utenze tecnologiche "costanti", indipendente dalla temperatura atmosferica;
W_m = maggior potenza, richiesta dalle utenze tecnologiche "meteorologiche" durante la stagione fredda rispetto alla W_c assorbita durante il funzionamento estivo;
W_a = potenza richiesta dalle utenze di acclimazione.

Quando il transfer è lo stesso per le utenze tecnologiche e per quelle di acclimazione, la centrale termica deve essere considerata nella sua globalità; in caso contrario, nello stesso locale coesistono di fatto due complessi produttivi da dimensionare separatamente. Si tenga però presente, con riferimento al diagramma di fig. 43.40.b, che, anche quando la potenza W_c (utenze tecnologiche "costanti") deve essere erogata con un transfer a temperatura più elevata, il supplemento di potenza W_m (utenze tecnologiche "meteorologiche") può essere generalmente fornito con lo stesso transfer utilizzato per le utenze di acclimazione.

Con riferimento al diagramma di fig. 43.40.a, si possono schematizzare i casi riportati nella tab. 43.VII. Sullo stesso diagramma sono evidenziate qualitativamente le riduzioni di carico (10÷50%) che normalmente hanno luogo durante i cambi di turno e le refezioni, mentre il passaggio dalla potenza notturna W_n a quella diurna W_d è ipotizzato della durata di un'ora.

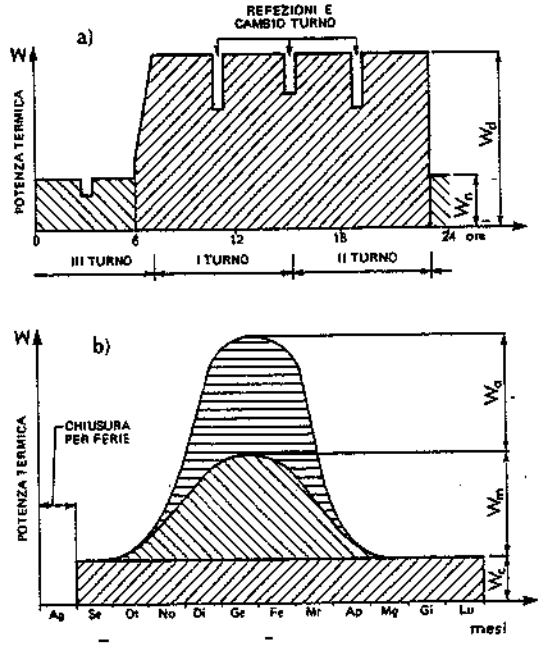


Fig. 43.40 – Andamento tipico delle potenze termiche assorbite da uno stabilimento industriale: a) andamento giornaliero della potenza termica per usi tecnologici; b) andamento annuale della potenza termica globale.

Con riferimento al diagramma di fig. 43.40.b, si possono considerare i casi esposti nella tab. 43.VIII.

Tabella 43.VII – Possibili ripartizioni, fra più generatori, della potenza installata per utenze tecnologiche (W_c) tenendo conto dei fabbisogni notturno (W_n) e diurno (W_d).

caso	Caratteristiche utenze	Numero e potenza generatori
1	$W_n = 0$	$W_d + W_d$ (riserva)
2	$W_n = 0 \div 0{,}3\ W_d$	$W_n + W_d + W_d$ (riserva) (*)
3	$W_n = 0{,}3 \div 0{,}5\ W_d$	$0{,}5\,W_d + 0{,}5\,W_d + 0{,}5\,W_d$ (riserva)
4	$W_n = 0{,}5 \div 1\ W_d$	$W_d + W_d$ (riserva)

(*) L'installazione di un generatore dimensionato per il solo carico notturno W_n è motivata dal fatto che il generatore di potenza W_d, funzionando al di sotto del 30% della sua potenza nominale, avrebbe un rendimento troppo basso. In caso di avaria alla unità W_n, la continuità di servizio, anche se con basso rendimento, è comunque assicurata da una delle unità di potenza W_d.

Tabella 43.VIII – Possibili ripartizioni, fra più generatori, della potenza installata per utenze tecnologiche e di riscaldamento.

Caso	Caratteristiche utenze	Numero e potenza generatori
5	$W_c = 0$	2 da 0,5 $(W_m + W_a)$ + 1 di riserva da 0,5 $(W_m + W_a)$ ovvero 2 da 0,5 $(W_m + W_a)$ senza riserva
6	$W_c = 0 \div 0{,}3\ (W_m + W_a)$	1 da W_c + 2 da 0,5 $(W_m + W_a)$ (1)
7	$W_c = 0{,}3 \div 0{,}5\ (W_m + W_a)$	2 da 0,5 $(W_m + W_a)$ + 1 di riserva da 0,5 $(W_m + W_a)$
8	$W_c = 0{,}5 \div 1\ (W_m + W_a)$	• per $W_c = 0{,}5\ (W_m + W_a)$: 1 da W_c + 2 da 0,5 $(W_m + W_a)$ (2) • per $W_c = 1\ (W_m + W_a)$: 3 da 0,5 $(W_c + W_m + W_a)$ di cui 1 di riserva • per valori di W_c intermedi fra 0,5 e 1 $(W_m + W_a)$, si possono adottare soluzioni intermedie, tenendo anche presente eventuali altri parametri.
9	W_c superiore a $(W_m + W_a)$	• per $(W_m + W_a) \leq 0{,}25\ W_c$: 2 da $(W_c + W_m + W_a)$, uno dei quali di riserva • per $(W_m + W_a) > 0{,}25\ W_c$: 2 da W_c, uno dei quali di riserva, più 1 da $(W_m + W_a)$ (3)
10	Transfer di W_c diverso da quello di $(W_m + W_a)$	• per i generatori afferenti a W_c, v. tab. 43.II); • per i generatori afferenti a $(W_m + W_a)$: 2 da 0,5 $(W_m + W_a)$ più eventualmente un terzo di riserva.

(1) L'installazione di un generatore dimensionato per il solo carico W_c è motivata dal fatto che il generatore di potenza $(W_c + W_m + W_a)$, dovendo funzionare al di sotto del 30% della sua potenza nominale, avrebbe un rendimento troppo basso.
In caso di avaria alla W_c, la continuità di servizio, anche se con basso rendimento, è comunque assicurata dalla $(W_m + W_a)$.
(2) La riserva in caso di avaria di W_c è ottenibile riducendo la disponibilità per le utenze $(W_m + W_a)$.
(3) La riserva per $(W_m + W_a)$ è assicurata dalla W_c di riserva.

La ripartizione della potenza proposta per i vari casi considerati, specie per i casi 2–6–8, può sembrare eccessiva, ma si tenga conto delle seguenti osservazioni:
- a carichi inferiori al 25÷30% del massimo, un generatore funziona con rendimento molto basso e può essere soggetto a corrosioni: è pertanto antieconomico utilizzarlo sistematicamente sotto tale potenza; ne deriva il suggerimento di adottare un generatore di potenza ridotta;
- l'unità di riserva è suggerita nei casi 1÷4 perché, in caso contrario, un'avaria anche solo di una giornata lavorativa all'unico generatore potrebbe causare danni, per mancata produzione, superiori al valore dello stesso.

Per il dimensionamento dei circuiti di distribuzione, degli scambiatori di calore e delle pompe di circolazione e/o alimento del transfer valgono i seguenti criteri.

1) L'adozione di circuiti separati per W_c e $(W_m + W_d)$ risulta generalmente conveniente perché, anche se più onerosa di primo impianto, consente economie di calore per:
   - minore superficie disperdente nel periodo extra-riscaldamento;
   - possibilità di adeguare la temperatura del transfer per $W_m + W_a$ alle effettive condizioni meteorologiche;
   - minor massa termica e quindi minor calore disperso alla fine del ciclo lavorativo diurno e settimanale.
2) L'affidabilità delle pompe è dello stesso ordine di grandezza di quella dei generatori di calore e pertanto possono essere adottati gli stessi dimensionamenti dei casi 1÷10 su esposti. Può risultare economicamente conveniente dotare le pompe di motore a doppia polarità o, meglio, di motore alimentato da convertitore di frequenza (inverter), per ottimizzare le prestazioni (portata/prevalenza) delle pompe in relazione alle esigenze di esercizio. La affidabilità degli inverter è, allo stato attuale, largamente adeguata ad un esercizio industriale, senza limiti di potenza.
3) Quando sono ben coibentati, gli scambiatori di calore non presentano apprezzabili variazioni di efficienza a basso carico: non costituisce pertanto un sensibile aggravio gestionale la mancata installazione dell'unità di potenza ridotta.
4) Gli scambiatori, essendo apparecchi statici e poco soggetti a corrosione, hanno una affidabilità superiore a quella delle caldaie e delle pompe: si può quindi fare a meno dell'unità di riserva, purché l'impianto sia dotato delle attrezzature (strutture portanti, paranchi, avvitatrici, parti di ricambio, ecc.) necessarie per una rapida manutenzione.
5) Gli accorgimenti impiantistici che assicurano l'eliminazione dei gas dagli scambiatori lato vapore devono evitare abbassamenti di potenzialità e corrosioni da parte di CO_2 ed O_2. Si ricorda che l'aria è più pesante del vapore saturo alla stessa temperatura e pressione, quindi i gas devono essere eliminati dalla parte bassa dei tubi di condensa e non dalla parte alta dei tubi vapore che collegano lo scambiatore al corpo cilindrico della sottostante caldaia.

Si deve sempre verificare che le apparecchiature siano tali, per numero e potenza, da assicurare il calore tecnologico anche quando alcune di esse, generalmente una volta ogni due anni, devono essere poste fuori servizio per le verifiche di legge da parte dei funzionari dell'ISPESL.

43.9. APPARECCHI PER IL RISCALDAMENTO AMBIENTE

Un razionale impianto di riscaldamento ambientale deve consentire il minimo costo gestionale assicurando il massimo comfort e cioè: temperatura adeguata (D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412), costante (salvo l'attenuazione notturna) ed uniforme; velocità dell'aria non fastidiosa; aria salubre in quantità adeguata; potenza sonora ed

ingombro contenuti entro limiti accettabili. Su temperatura, salubrità, aerazione e rumorosità ambientali si soffermà il decreto legislativo 19 settembre 1994, n. 626 e nel capitolo 53 si ritornerà sugli aspetti microclimatici nei luoghi di lavoro (18).

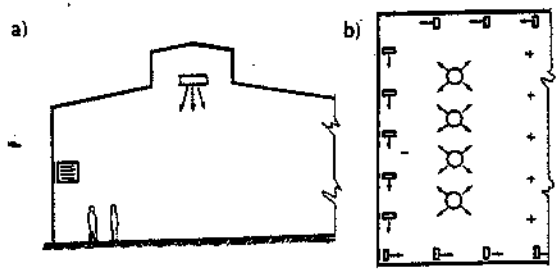
Le sopra citate prestazioni possono essere ottenute con l'adozione, fra i numerosi apparecchi di distribuzione del calore disponibili sul mercato, di quello che meglio si adatta alle esigenze specifiche.

Alcuni apparecchi sono più adatti all'impiego nell'edilizia residenziale, mentre altri soddisfano meglio le esigenze industriali: alcuni tipi sono peraltro adatti per ambedue le destinazioni.

Fra i numerosi apparecchi di riscaldamento impiegati in campo industriale ricordiamo i seguenti:
- aerotermi;
- pannelli *sun-strip*;
- termoventilatori;
- generatori di aria calda;
- riscaldatori diretti.

Con gli *aerotermi* (fig. 43.41) si immette in ambiente aria riscaldata dal transfer negli aerotermi stessi. Questi sono generalmente installati a 3÷4 m dal piano pavimento (con getto d'aria suborizzontale) oppure "a catena" (con getto d'aria verticale verso il basso).

I *pannelli sun-strip* sono costituiti da nastri di lamiera metallica, coibentati sulla faccia superiore, riscaldati da alcuni tubi paralleli fra di loro e posti a contatto della lamiera; nei tubi circola il transfer acqua surriscaldata o vapore (fig. 43.42). Tali pannelli cedono il calore utile per irraggiamento e sono pertanto installati nella parte alta del fabbricato; sono particolarmente adatti laddove si vogliano evitare movimenti d'aria (locali docce) e sollevamento di polvere.

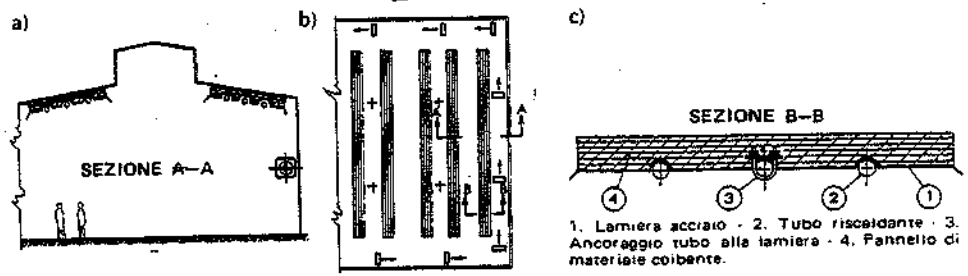


1. Ingresso aria da riscaldare (dall'ambiente o dall'esterno) - 2. Involucro - 3. Tubi alettati di scambio termico - 4. Uscita transfer liquido (nel caso di vapore condensante il verso delle frecce 4 e 7 si inverte) - 5. Alette direttrici - 6. Mandata aria riscaldata - 7. Ingresso transfer - 8. Ventilatore elicoidale - 9. Motore elettrico.

1. Ingresso aria ambiente da riscaldare - 2. Involucro - 3. Mandata aria riscaldata - 4. Ventilatore elicoidale - 5. Motore elettrico - 6. Uscita transfer liquido (orientata verso il basso se il transfer è vapore condensante) - 7. Ingresso transfer alla batteria in tubi alettati.

Fig. 43.41 – Disposizione di aerotermi a getto orizzontale (perimetrali) e pensili (all'interno): a) sezione verticale; b) pianta; c) aerotermo a getto orizzontale; d) aerotermo pensile a getto verticale.

(18) Con specifico riferimento alla velocità di immissione dell'aria all'interno dei volumi occupati da persone, la norma UNI 10339-95 indica i valori della massima velocità dell'aria di riscaldamento ammessa in edifici residenziali, uffici, ospedali, negozi, grandi magazzini: tali valori variano da 0,05 a 0,25 m/s. Negli ambienti industriali (non considerati dalla norma UNI) si assumono velocità di immissione dell'aria di riscaldamento fino a 0,3÷0,4 m/s.



1. Lamiera acciaio - 2. Tubo riscaldante - 3. Ancoraggio tubo alla lamiera - 4. Pannello di materiale coibente.

Fig. 43.42 – Disposizione di pannelli radianti a libera dilatazione (sun-strip), integrati da aerotermi perimetrali a getto orizzontale: a) sezione verticale A-A; b) pianta; c) sezione B-B di un pannello radiante.

I *termoventilatori* sono costituiti essenzialmente da una batteria riscaldante e da un ventilatore racchiusi in un involucro metallico dotato di bocche con serrande per l'aspirazione e la mandata dell'aria di ventilazione. Tali termoventilatori sono collegati a condotti, generalmente metallici, dotati di bocchette alettate attraverso le quali viene immessa in ambiente l'aria trattata (fig. 43.43).

La posizione delle bocchette deve essere la più bassa possibile, compatibilmente con il disturbo arrecato dalle correnti d'aria e dall'ingombro dei condotti di alimentazione delle bocchette stesse; per quest'ultimo motivo, ove esista un sottopiano, l'aria può essere immessa da griglie installate a piano pavimento.

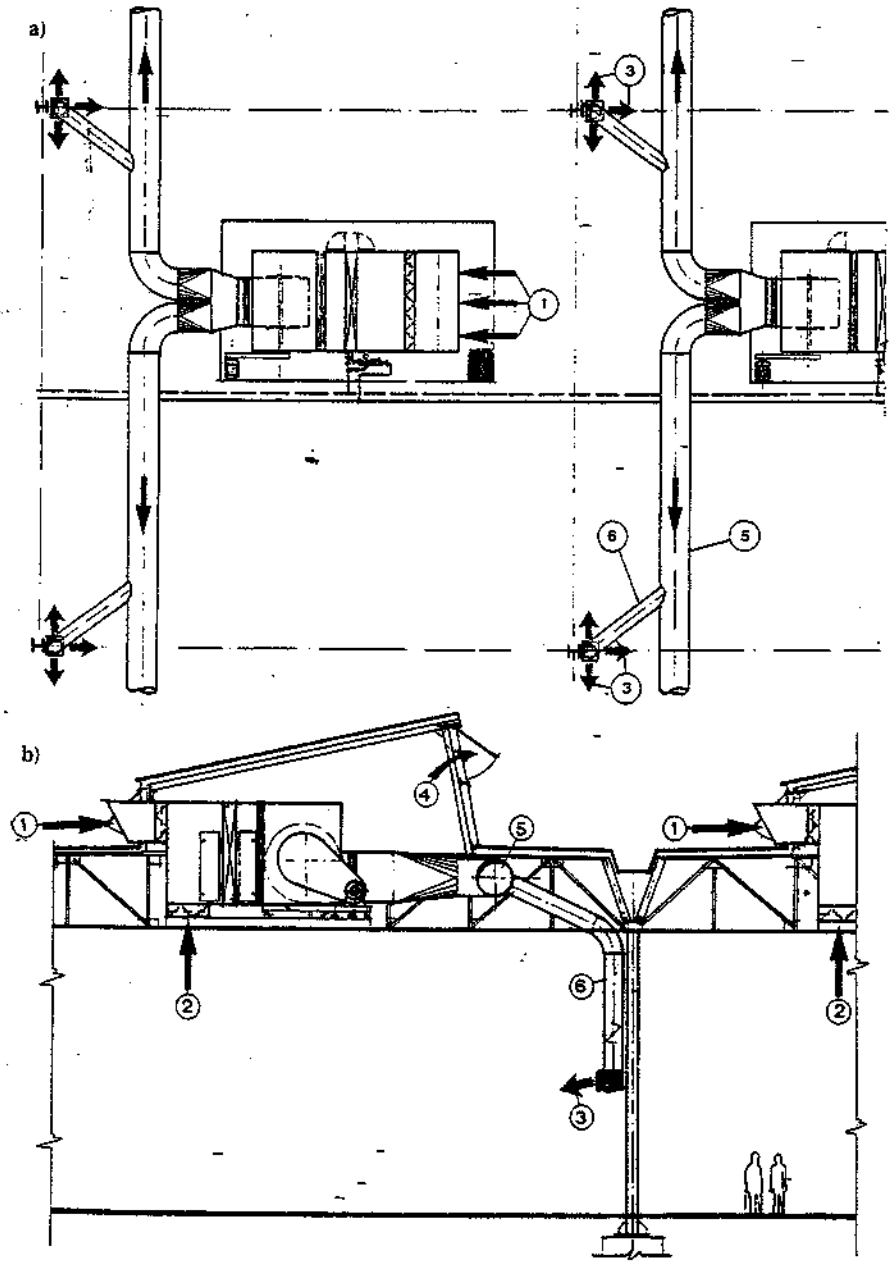
I termoventilatori possono essere ubicati sopra la copertura o la "catena" del fabbricato (fig. 43.43) oppure in altre posizioni non costituenti intralcio; sono alimentati con acqua surriscaldata o calda o con vapore.

I *generatori di aria calda* (fig. 43.10) riscaldano l'aria da immettere nell'ambiente per scambio termico a superficie con i gas di combustione di un combustibile qualsiasi (gassoso o liquido). Ogni generatore è pertanto costituito da un bruciatore e da un involucro metallico contenente:
- una camera di combustione in lamiera d'acciaio, lambita esternamente dall'aria;
- un fascio tubiero percorso internamente dai fumi e lambito esternamente dall'aria;
- una bocca di uscita dei gas;
- bocchette di entrata ed uscita aria;
- un ventilatore di circolazione dell'aria;
- un ventilatore di circolazione dei gas, generalmente incorporato nel bruciatore, per cui la combustione avviene in camera di combustione pressurizzata.

Un generatore di aria calda è quindi assimilabile a una caldaia a tubi di fumo, rivestita esternamente da un involucro metallico, nella quale il transfer è costituito da aria.

Un generatore di aria calda costituisce un elemento autonomo di produzione e distribuzione del calore e trova di solito ubicazione nel baricentro della zona dallo stesso servita (19).

(19) Si ricorda che la normativa vigente consente l'installazione dei generatori di aria calda alimentati a gas anche all'interno degli ambienti di utilizzazione (lungo le pareti perimetrali dello stabilimento) a condizione che: le lavorazioni industriali non impieghino o liberino sostanze infiammabili; i generatori siano muniti di dispositivi di sicurezza; nelle vicinanze venga installato un apparecchio di rivelazione e segnalazione di fughe di gas.



1. Presa aria esterna - 2. Presa aria di ricircolo - 3. Immissione di aria in ambiente - 4. Espulsione aria dall'officina - 5. Condotto di distribuzione aria - 6. Condotti di discesa aria.

Fig. 43.43 – Impianto di termoventilazione: a) pianta; b) sezione.

L'immissione in ambiente dell'aria da parte dei generatori avviene a 2÷3 m dal piano pavimento in funzione della loro potenza. Talvolta i generatori sono anche dotati di canalizzazioni metalliche (fig. 43.44), così che la similitudine con le su citate centraline di termoventilazione diventa evidente.

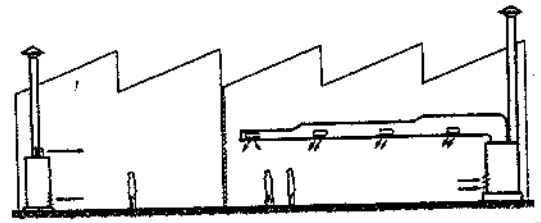


Fig. 43.44 – Installazione di riscaldatori d'aria con e senza canalizzazioni di distribuzione.

I *riscaldatori diretti* (fig. 43.13) sono assimilabili a un generatore di aria calda nel quale il calore viene prodotto nell'apparecchio stesso ed i gas della combustione sono miscelati con l'aria calda ed immessi in ambiente. Questi apparecchi possono esclusivamente utilizzare combustibili gassosi senza zolfo (g.p.l. o gas naturale).

Nella tab. 43.IX sono riepilogate le principali caratteristiche degli apparecchi suddetti. Analogamente, la tab. 43.X riporta le stesse caratteristiche per gli apparecchi riscaldanti di prevalente impiego in campo civile.

All'atto della scelta del tipo di impianto di riscaldamento e/o ventilazione e della successiva progettazione, si devono tenere presenti le considerazioni esposte al termine del § 3 del capitolo 44. In sintesi, rileviamo che è sconsigliabile l'immissione in ambiente dell'aria dall'alto, con bocchette applicate direttamente sui canali sopra filo catena: infatti, i fumi caldi e gli inquinanti che salgono verso l'alto per "effetto camino" sono contrastati dall'aria pulita discendente, vengono parzialmente rimescolati con questa e reimmessi in zona di lavoro (fig. 44.17.a). Più efficace è il sistema di immissione dell'aria con canali discendenti (generalmente a fianco dei pilastri o delle pareti) fino a circa 3 m dal pavimento e portanti alla estremità bocchette distributrici con alette orientabili. Con questo sistema l'aria inquinata viene più facilmente sospinta verso l'alto ed espulsa. Inoltre, i singoli operatori possono regolare la direzione del getto dell'aria immessa, cosa particolarmente gradita nelle stagioni in cui quest'ultima non è riscaldata (fig. 44.17.b). In corrispondenza di macchine con rilevanti emissioni di inquinanti e/o calore, si immette talvolta l'aria dal basso attraverso griglie a pavimento: la cortina di aria pulita e a temperatura controllata che si forma fra gli operatori e le macchine limita la propagazione degli inquinanti ed assicura condizioni ambientali accettabili in corrispondenza dei posti di lavoro (fig. 44.17.c). In vista di risparmi energetici, si realizzano talora sistemi di immissione ed aspirazione dell'aria localizzati in corrispondenza dei posti di lavoro (fig. 44.17.d).

43.10. FABBISOGNI DI CALORE

1. Potenza termica

La potenza termica richiesta da un ambiente è costituita da tre componenti, destinate a compensare:

- le *dispersioni* attraverso l'involucro esterno (pareti, superfici vetrate, soffitto e pavimento). L'entità di queste dispersioni è calcolabile secondo le norme UNI-CTI (vd. in particolare la UNI 10345-93). Per temperatura esterna di –10°C e interna di

Tabella 43.IX – Tipi di apparecchi di riscaldamento di prevalente impiego in campo industriale e loro caratteristiche essenziali.

Tipo di apparecchio	Potenza unitaria kW	Transfer o fonte di calore	Rumorosità	Costo		Manutenzione	Durata	Ingombro	Tipo di regolazione	Prontezza	Inconvenienti – Pregi +	Gelività
				di impianto	di esercizio							
1. Aerotermo	3÷150	a.c., A.S., vapore	da accettabile a fastidiosa	basso	normale	pulizia lato aria	decennale	limitato e non al suolo	tutto/niente	ottima	+ basso costo impianto – correnti d'aria + consente ricambio forzato aria	si
2. Pannello *sun-strip*	qualsiasi	A.S. o vapore	nulla	basso	normale	minima	pluridecennale	elevato, ma non al suolo	solo centralizzata e poco sensibile	buona	– fastidioso irraggiamento alla testa	si
3. Termoventilatore	20÷1000	A.S. o vapore	accettabile	medio	normale	come 1, ma concentrata su poche unità	pluridecennale	limitato e non al suolo	modulante	ottima	– costo impianto più elevato di 1,2 – ingombro condotti + razionale immissione anche di forti quantità di aria di ricambio; + possibile ventilazione estiva	si
4. Generatore di aria calda per scambio termico a superficie con i prodotti della combustione	30÷1000	gasolio, gas, olio combustibile	apprezzabile, specie se l'apparecchio è in ambiente	basso	basso	periodica e tutti i componenti	decennale	apprezzabile	tutto/niente	ottima	come 1; inoltre: – presenza di fiamma in ambiente	no
5. Riscaldatore diretto (per immissione di gas di combustione nell'aria stessa)	100÷2000	gas senza zolfo	accettabile	basso	molto basso	bassa	pluridecennale	limitato e non al suolo	ottima, centralizzabile	ottima	– prodotti di combustione in amb. + rendimento di almeno 15% superiore a impianti 1 ÷ 4 – monocombustib. – adatti solo con almeno 1,5 ricambi/ora	no

Tabella 43.X – Tipi di apparecchi di riscaldamento di prevalente impiego in campo civile e loro caratteristiche essenziali.

Tipo di apparecchio	Potenza unitaria kW	Transfer o fonte di calore	Rumorosità	Costo		Manutenzione	Durata anni	Ingombro	Tipo di regolazione	Prontezza	Inconvenienti – Pregi +	Gelività
				di impianto	di esercizio							
1. Radiatore ad acqua	< 3	acqua calda	nulla	basso	normale	nulla per quelli in ghisa o alluminio	ghisa > 20 allum. ~ 10 lamiera ~ 5	apprezzabile	discreta solo con valvole termostatiche	scarsa	– sporca le pareti	si
2. Convettore	< 3	a.c., A.S.	nulla	basso	normale	pulizia annua lato aria	~ 10	apprezzabile	come 1	media	– minor robustezza di 1 + sporca meno di 1	si
3. Riscaldatore radiante	< 2	energia elettrica	nulla	molto basso	alto	elevata	scarsa	minimo	tutto/niente	elevata	– incendi e scosse – temperatura disuniforme	no
4. Radiatore a olio o sabbia	< 3	energia elettrica	nulla	basso	alto	quasi nulla salvo olio	~ 10	apprezzabile	a gradini o modulante automatica	scarsa	– pericolo di scosse + trasportabile	no
5. Riscaldatore elettrico ventilato	< 2	energia elettrica	apprezzabile	basso	alto	media	> 10	minimo	come 4	ottima	come 4	no
6. Ventiloconvettore	< 5	acqua	accettabile	medio	normale	pulizia mensile filtro aria	> 10	inferiore a quello di 1	a gradini	ottima	+ adatto anche per raffrescamento	si
7. Generatore di aria calda (a)	> 3	gasolio o cherosene	apprezzabile e intermittente	medio	normale	a riscaldatore, filtri e ventilatore	> 10	concentrato in un ambiente	tutto/niente, differenziale alto	ottima	(b)	no
8. Stufa	2 ÷ 10	cherosene	(c)	basso	normale	asportazione fuliggine	> 10	apprezzabile	modulabile a mano	discreta	(d)	no
9. Radiatore catalitico	0,2 ÷ 3	g.p.l.	nulla	molto basso	alto	bassa	< 5	minimo	modulabile a mano	scarsa	(e)	no
10. Pannello radiante (f)	qualsiasi	acqua tiepida	nulla	basso	normale	(g)	~ 20	nullo negli ambienti	modulante, ma solo centralizzata	bassissima	(h)	si

(a) per scambio termico a superficie con i prodotti della combustione
(b) – miscela l'aria di tutti i locali; + ottimo per abitazioni con impiego saltuario
(c) praticamente nulla, salvo per le unità dotate di ventilatore
(d) – rifornimento in loco; – temperatura disuniforme
(e) – consuma l'ossigeno dell'ambiente; – temperatura disuniforme; – pericolo di ustioni ed incendio
(f) – incorporato nella struttura muraria
(g) generalmente nulla, ma altissima in caso di forature (per corrosioni o accidentali)
(h) + non sporca; – errori progettuali o di esecuzione eliminabili solo con costi altissimi.

+20°C tali dispersioni valgono mediamente (con riferimento ai fabbricati industriali) 15÷30 W/m³ ambiente (20);
- il *ricambio naturale* dell'aria ambiente attraverso i serramenti: l'entità di tale ricambio è di 0,5÷1 volume/h e, con le suddette temperature, richiede 6÷12 W/m³ ambiente (21);
- il *ricambio controllato* dell'aria ambiente: consiste nella immissione meccanica di aria trattata, in quantità indipendenti dalle condizioni termoigrometriche interne ed esterne al fabbricato. Tale ricambio deve essere commisurato alle esigenze di asportazione dall'ambiente di polluzioni quali calore, aerosoli, vapori, polveri, odori. Per queste ragioni, il ricambio controllato è generalmente trascurabile negli ambienti residenziali, mentre in quelli industriali può anche superare 30 volumi/h, riferiti al solo spazio di lavoro (tale spazio è convenzionalmente delimitato fra il piano pavimento e quota + 3 m dal piano stesso): corrispondentemente, il fabbisogno termico può variare da poche decine di W/m² di pavimento a più di 1000 W/m².

La suddetta potenza termica rappresenta il *fabbisogno di punta* di un ambiente e ad essa si fa riferimento per dimensionare gli impianti di produzione e distribuzione del calore per riscaldamento e ventilazione. La tab. 43.XI fornisce i fabbisogni energetici di punta W_p per il riscaldamento e la ventilazione di fabbricati industriali.

Tabella 43.XI – Fabbisogni di punta di potenza termica per fabbricati industriali (valori indicativi).

Dispersioni
• per $\Delta t = 1°C$: $W_p = 0.7 \div 0.8$ W/m³ ambiente
• per $t_e = -5 \div -10°C$ e $t_a = 15° \div 18°C$: $W_p = 17 \div 21$ W/m³ ambiente
Termoventilazione:
• 0.3÷0.5 W/m³ ambiente · 1 m³/h di aria immessa.

Il fabbisogno di calore di uno stabilimento industriale è variabile nell'arco dell'anno fra zero e tale punta. Inoltre, quando si affronta la valutazione del fabbisogno termico di uno stabilimento, alle esigenze di riscaldamento e ventilazione occorre aggiungere le esigenze tecnologiche.

Per valutare il fabbisogno globale annuo di calore si deve pertanto tenere presente quanto di seguito esposto.

2. Fabbisogno annuo di calore

Il fabbisogno annuo di calore Q di uno stabilimento, qualitativamente rappresentato dalle tre aree di figura 43.40.b, risulta uguale a:

$$Q = Q_c + Q_m + Q_a \qquad (43.6)$$

(20) I valori più alti delle dispersioni si riferiscono a fabbricati caratterizzati da coefficienti medi ponderali di trasmissione K pari 3÷5 W/m²·°C; i valori minori, a fabbricati con K = 1÷2 W/m²·°C.

(21) Per *volumi* (o *ricambi*) *orari* si intende il numero di volte all'ora che l'aria di un ambiente viene sostituita con altra aria.

somma di tre componenti rappresentanti rispettivamente il calore assorbito nell'anno dalle seguenti utenze:
- Q_c = *utenze tecnologiche costanti*, la cui potenza W_c è poco o nulla influenzata dalle condizioni meteorologiche: fra queste utenze possono essere incluse la cucina, le docce, l'eventuale lavanderia, ecc.;
- Q_m = *utenze tecnologiche meteorologiche*, la cui potenza W_m è direttamente legata alle condizioni meteorologiche, in particolare alla temperatura esterna: si cita ad esempio la ventilazione di cabine e forni di verniciatura, nei quali la temperatura dell'aria immessa deve essere costante e indipendente dalla temperatura esterna;
- Q_a = *utenze di acclimazione ambientale* (riscaldamento e ventilazione), la cui potenza W_a è anch'essa funzione delle condizioni meteorologiche.

Elenchiamo di seguito i parametri che influiscono sul valore istantaneo delle potenze.

1) *Potenza termica installata* W_{instl} (influenza W_c, W_m, W_a): è evidente che il fabbisogno di calore di ogni utenza è direttamente proporzionale alla rispettiva W_{instl};
2) *Gradi-giorno* °C-d (influenzano W_m e W_a): la definizione più immediata si ricava dalla fig. 43.45, nella quale sono riportati l'andamento annuo della temperatura esterna ed una temperatura ambiente di riferimento; i gradi-giorno sono qualitativamente rappresentati dall'area a tratteggio incrociato. In sostanza, il numero di gradi-giorno, caratteristico di ciascun ambiente e di una determinata località (ossia a parità di condizioni meteorologiche statistiche), è misurato dalla sommatoria delle differenze fra la temperatura interna (22) e la temperatura media esterna giornaliera (sommatoria estesa ai giorni dell'anno in cui funziona l'impianto di riscaldamento).

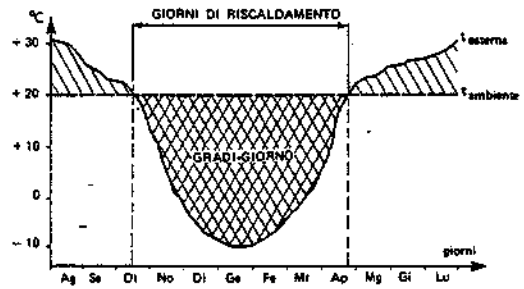


Fig. 43.45 – Rappresentazione schematica dei gradi-giorno.

Per i *fabbricati adibiti a residenza, uffici, ospedali, scuole e simili*, il D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, fornisce i gradi-giorno per numerose località italiane (tab. 43.I). Per i *fabbricati industriali* si può determinare il numero di gradi-giorno adottando i valori dei tre seguenti parametri che meglio rispondono alle specifiche esigenze dell'industria in esame (23):
- *Temperatura esterna giornaliera:* viene considerata pari o al valore medio integrale esteso alle 24 ore o alla media aritmetica di 3÷5 valori della temperatura rilevati ad ore prefissate, generalmente fra le 5 e le 22. Con riferimento a processi produttivi continui, è ovviamente più significativa la media integrale, mentre quella aritmetica è più rappresentativa per stabilimenti operanti su due turni (ad esempio, dalle 6 alle 22).

(22) Per i fabbricati industriali, il D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, stabilisce come valore massimo della temperatura interna 18°C.

(23) Si noti che il parametro gradi-giorno ha le dimensioni grado Celsius x giorno.

- *Temperatura ambiente:* varia a seconda degli ambienti e delle attività che in essi si svolgono (ad esempio, 16°÷18°C nelle officine; 20°÷22°C in locali di verniciatura; 4°C in certi magazzini). Inoltre, occorre tenere conto che, contrariamente ai locali ad uso residenziale che devono essere riscaldati sette giorni alla settimana, alcune industrie consentono apprezzabili "attenuazioni" della temperatura ambiente nei giorni non lavorativi.
- *Giorni all'anno* (=d/a): non si conteggiano tutti i giorni solari, ma solo quelli preceduti da alcuni giorni (ad esempio tre) con temperatura media inferiore a un dato valore (ad esempio, 12°C). Questo criterio non è applicabile ai fabbricati industriali caratterizzati da bassa inerzia termica (v. capitolo 13 § 4); in questi casi si devono conteggiare tutti i giorni dell'anno (inteso come periodo di riscaldamento).

3) *Coefficiente di utilizzazione nel tempo* K_h (influenza W_c, W_m, W_a): il consumo di calore di ogni impianto è direttamente proporzionale alle ore annue di utilizzazione dello stesso; si può scrivere:

$$K_h = \frac{\text{ore utili}}{\text{giorno}} \cdot \frac{\text{giorni utili}}{\text{anno}} : 8760 \text{ h/a}$$

4) *Intermittenza* i (ha influenza su W_c, W_m, W_a). Poiché ad ogni arresto, giornaliero o di fine settimana, tutto o quasi il calore accumulato nei vari impianti viene dissipato, ognuno degli n avviamenti effettuati in un anno richiede una determinata quantità di calore Q_{avv}. La quantità di calore assorbito è pertanto pari a $n \cdot Q_{avv}$. Evidentemente ogni impianto ha propri valori di n e di Q_{avv}.

5) *Funzionamento a produzione ridotta* K_p (ha influenza su W_c, W_m, W_a).

a) Ogni impianto tecnologico assorbe due aliquote di potenza termica: la prima, W_1, occorrente per mantenerlo in condizioni di attività, risulta indipendente dalla quantità di materiale trattato; la seconda, W_2, occorrente per sottoporre il materiale al ciclo termico previsto, è proporzionale alla quantità di materiale trattato. Si può quindi scrivere:

$$K_p = W_1 \frac{\text{ore annue di esercizio}}{8760 \text{ h/a}} + W_2 \int_0^{8760} \frac{\text{produzione effettiva}}{\text{produz. nominale max}}$$

b) Nel caso degli impianti di riscaldamento e ventilazione, il parametro gradi-giorno tiene già conto del funzionamento "a produzione ridotta" tipico di questi impianti. Dato però che generalmente non si dispone del valore preciso di gradi-giorno per l'industria in esame, si deve introdurre il parametro K_p per compensare tale inesattezza.

6) *Insolazione* K_i (influenza solo W_a): appositi programmi di calcolo consentono di valutare l'apporto di calore W_i che un fabbricato può, ora per ora, ricevere direttamente per irraggiamento solare. Tale apporto è funzione delle caratteristiche del fabbricato quali posizione geografica, orientamento, entità e tipo delle superfici opache e vetrate. Il calore effettivamente ricevuto per insolazione è però funzione della trasparenza dell'atmosfera locale; quest'ultimo è un parametro meteorologico del quale non si dispone di adeguati dati statistici: non è pertanto possibile effettuare una previsione quantitativa dell'entità di calore ricevuta per insolazione. Il coefficiente K_i, il cui valore è positivo e poco inferiore all'unità, tiene conto del calore ricevuto per irraggiamento (calore che può essere calcolato secondo il metodo esposto nella norma UNI 8477-83 sulla valutazione dell'energia solare ricevuta dagli edifici).

7) *Vento* K_v (influenza solo W_a): all'aumentare della velocità dell'aria esterna, la potenza termica dispersa W_a aumenta perché:
- all'aumentare della velocità dell'aria a contatto dell'involucro, la trasmissione termica del fabbricato cresce secondo una legge non facilmente determinabile;
- per motivi aerodinamici, a contatto del fabbricato si creano zone di alta e di bassa pressione che favoriscono un aumento del ricambio naturale.

K_v deve essere applicato a W_e e, essendo minore dell'unità, consente di tenere conto del fatto che il vento non ha sempre l'intensità massima adottata nel calcolo di W_a. L'incidenza del parametro in esame è ovviamente apprezzabile nelle sole zone ventose.

8) *Calore endogeno* W_e (influenza solo W_a): tutta l'energia contenuta nei servomezzi assorbiti dai processi tecnologici (energia elettrica, combustibili, aria compressa, ecc.) si libera in ambiente sotto forma di calore. Dato che tale calore è generalmente concentrato in zone limitate, in esse costituisce un "inquinante" e come tale dovrebbe essere allontanato, anche nella stagione fredda, prelevandolo il più possibile vicino alla fonte. Comunque, una parte W_e di tale calore non viene asportata e comporta un minor consumo di calore che occorre detrarre da W_a.

Introducendo i parametri suddetti nella formula (43.6), ove siano noti gli effettivi andamenti nel tempo dei parametri stessi, è possibile determinare quantitativamente il fabbisogno di calore globale annuo di un determinato stabilimento.

Risulta infatti:

$$Q = \Sigma Q_c + \Sigma Q_m + \Sigma Q_a \tag{43.7}$$

dove (24):

$$Q_c = \int_0^{8760} W_{inst_c} \cdot K_{h_c} \cdot K_{p_c} + n_c Q_{avv_c}$$

$$Q_m = \int_0^{8760} W_{inst_m} \cdot K_{h_m} \cdot K_{p_m} (°C\text{-}d \cdot 24) + n_m Q_{avv_m}$$

$$Q_a = \int_0^{8760} W_{inst_a} \cdot K_{h_a} \cdot K_{p_a} \cdot K_v \cdot K_i (°C\text{-}d \cdot 24) + n_a Q_{avv_a} - W_e$$

(24) 8760 sono le ore/anno e gli indici c, m ed a hanno i significati citati all'inizio del paragrafo.

Le considerazioni precedenti sono state riportate per mettere in evidenza i numerosi parametri in gioco. All'atto pratico, il fabbisogno di calore annuo si valuta estrapolando i consumi noti a consuntivo di stabilimenti analoghi già esistenti ed effettuando una analisi critica di tali consumi alla luce dei vari parametri sopra indicati.

A questo proposito, si riportano i seguenti valori statistici pluriennali di fabbisogni termici relativi a:

- località non ventose, con circa 2500°C-d;
- fabbricati industriali con copertura a shed, altezza sotto catena ≈ 7 m;
- ventilazione forzata pari a ≈ 3 volumi/h; potenza termica endogena pari a ≈ 30 W/m²; attività di 16 ore/giorno per 5 giorni/settimana:

$Q_a = W_{inst_a}$ (ore di esercizio/anno) · 0,5 (= coefficiente globale di utilizzazione) ≈ 5÷7 kg di olio combustibile per metro cubo ambiente e per anno.

43.11. BIBLIOGRAFIA

A. Schack, *La trasmissione industriale del calore*, Milano, Hoepli.

C. Rumor e G. Strohmenger, *Riscaldamento, ventilazione, condizionamento, impianti sanitari*, Milano, Hoepli.

G. Salvi, *La combustione*, Milano, Tamburini.

O. Barberton et alii, *Steam: its generation and use*, New York, The Babcock & Wilcox Co.

B. Turner, *Workbook of atmospheric dispersion estimates*, Cincinnati, National Air Pollution Administration.

V. Corrado, *Applicazione della nuova normativa sul risparmio energetico e sue implicazioni sulla progettazione dell'involucro edilizio*, Convegno FIRE "La legislazione energetica e le sue implicazioni per gli operatori", Torino, 1994.

P. Anglesio, N. Cardinale, C. Caruso, *Sviluppi della ricerca italiana sulla progettazione e sulle prestazioni energetiche dei camini*, La termotecnica, 1988.

M. Girard, M. Masoero, *La ventilazione dei locali: l'aspetto normativo*, CH_4 Energia metano, n. 5, 1995.

P. Andreini e D. Pitimada, *Riscaldamento degli edifici*, Milano, Hoepli.

INDICE

44. Impianti di condizionamento dell'aria

44.1. GENERALITÀ

Condizionare l'aria significa portarla a prestabilite condizioni di temperatura, umidità e purezza. I trattamenti adottati per condizionare l'aria di un ambiente sono i seguenti:

- filtrazione;
- riscaldamento e/o raffreddamento;
- aggiunta o sottrazione di vapore acqueo.

Solo se l'aria subisce tutti i trattamenti suddetti si parla di condizionamento o climatizzazione. Il semplice riscaldamento dell'aria ambiente è ottenuto a mezzo di impianti di riscaldamento (v. capitolo 43), mentre il rinnovo dell'aria ambiente è affidato agli impianti di ventilazione.

Il condizionamento dell'aria può risultare necessario sia per il "benessere" delle persone che occupano determinati ambienti sia per esigenze tecnologiche.

Da quest'ultimo punto di vista, si rileva che le caratteristiche fisiche dell'aria possono avere un'influenza non trascurabile sulle sostanze presenti in un locale industriale, sia in fase di lavorazione che di conservazione, donde la necessità di correggere la temperatura e/o l'umidità dell'aria ambiente (1). Inoltre, la presenza o la lavorazione di determinate sostanze può sviluppare ed immettere nell'ambiente degli inquinanti (calore, umidità, vapori, odori, ecc.) che devono essere in qualche modo rimossi per salvaguardare la salubrità dell'ambiente stesso (2).

(1) Per esempio, nei reparti di filatura e tessitura, si rende necessaria una costante umidità relativa dell'aria ambiente, per il fatto che il contenuto di umidità delle fibre tessili igroscopiche (lana) influisce sulla loro lavorabilità, resistenza, morbidezza. D'altra parte, l'elevata densità di potenza dissipata in ambiente dalle macchine operatrici pone anche problemi di raffreddamento dell'aria. Esigenze analoghe si possono presentare nelle industrie dolciarie, elettroniche, di materiali fotosensibili, cartarie, tipografiche, ecc.

(2) Lavorazioni di alta precisione e farmaceutiche richiedono l'adozione di "camere bianche" nelle quali si devono garantire – oltre a precisi valori di temperatura e umidità – una bassissima presenza di particelle di polvere ed un moto laminare dell'aria.

Per quanto riguarda gli aspetti fisiologici del condizionamento, consideriamo anzitutto i rapporti che intercorrono, dal punto di vista degli scambi termici, tra l'uomo e l'ambiente in cui egli opera.

Il corpo umano produce, per effetto del metabolismo, una determinata quantità di energia, parte della quale viene ceduta all'ambiente circostante sotto forma di calore: questa dipende dall'attività che l'individuo svolge e la tab. 44.I fornisce le quantità di calore cedute in alcune condizioni ambientali.

La dispersione di energia avviene ad una temperatura media interna del corpo umano pressoché costante (circa 37°C), grazie ad un complesso sistema di termoregolazione.

Lo scarto di temperatura corporea interna che un organismo può tollerare senza alcun fastidio, è all'incirca di ± 1°C. Un individuo si trova in "stato di benessere" in un determinato ambiente allorché le condizioni climatiche dell'ambiente stesso sono tali da permettere al suo corpo o di emettere tutto il calore metabolico, mantenendo costante la temperatura di 37°C, o di non doverne generare oltre il necessario.

Lo scopo principale degli impianti di condizionamento dell'aria è appunto quello di realizzare condizioni ambientali di benessere per le persone (a parte i casi in cui il condizionamento sia richiesto per esigenze tecnologiche).

Il calore prodotto dal corpo umano viene disperso per conduzione, convezione e irraggiamento (calore sensibile), oltre che per evaporazione di acqua dovuta alla traspirazione della pelle, alla sudorazione ed alla respirazione (calore latente).

Il calore prodotto passa per conduzione e convezione dall'interno alla superficie esterna del corpo. Il passaggio del calore dal corpo all'aria ambiente avviene per convezione: esso può essere positivo (se ceduto all'aria) o negativo (se assorbito dall'aria) a seconda che la temperatura dell'aria sia inferiore o superiore a quella della pelle; un aumento della velocità dell'aria accresce tale scambio.

Invece, lo scambio di calore tra il corpo e le pareti circostanti avviene per irraggiamento: esso risulta positivo o negativo a seconda che la temperatura cutanea sia maggiore o minore di quella delle pareti stesse.

L'entità dell'evaporazione dell'acqua dipende dall'umidità relativa dell'aria ambiente; la velocità dell'aria influisce sull'efficienza di tale evaporazione.

Il suddetto bilancio energetico può essere espresso con l'equazione:

$$M = A + C + R + E \qquad (44.1)$$

dove:
M = calore di origine metabolica ceduto all'ambiente;
A = calore accumulato dall'organismo;
C = calore scambiato per convezione;
R = calore scambiato per irraggiamento;
E = calore corrispondente all'evaporazione dell'acqua.

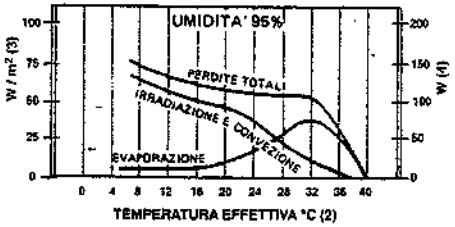
Nella (44.1) i termini M ed E sono sempre positivi, mentre gli altri possono essere positivi o negativi.

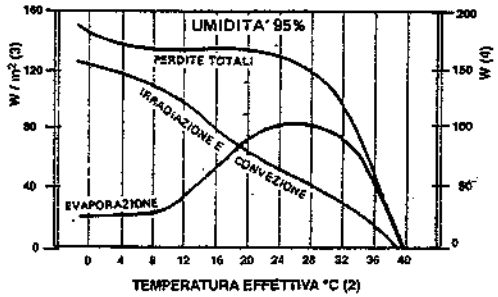
Poiché l'organismo umano è dotato di una notevole facoltà di adattamento, le quantità A, C, R, E possono variare sensibilmente, pur rimanendo costante il valore M, a scapito però del benessere fisico dell'individuo.

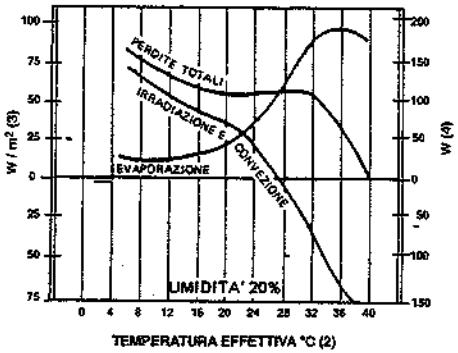
Quindi, le sensazioni di benessere o di disagio percepite in un determinato ambiente (a prescindere dalla eventuale presenza di sostanze anomale nell'aria), dipendono sostanzialmente dai seguenti fattori:

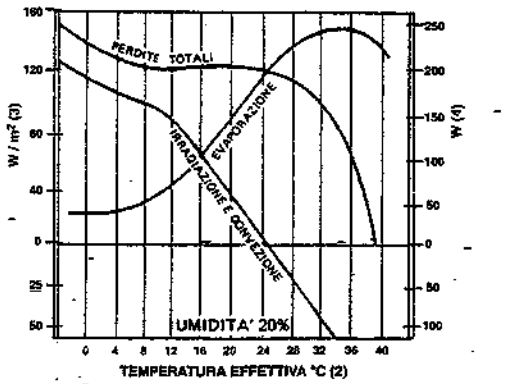
Tabella 44.I – Quantità di calore emesse da un individuo a seconda dell'attività (valori medi approssimativi con umidità relativa in ambiente del 50-60%).

Attività	Calore totale medio (metabolismo)	Calore sensibile e latente (W) per temperatura ambiente (1) di					
		20°C		24°C		28°C	
	W	Sensibile	Latente	Sensibile	Latente	Sensibile	Latente
Seduto a riposo	105	75	30	70	35	50	55
Seduto con attività normale di ufficio	130	80	45	70	60	50	75
In piedi a passeggio	145	80	65	75	70	55	95
Lavoro sedentario	160	95	70	80	80	60	105
Lavoro leggero in piedi	220	105	115	90	135	60	160
Lavoro discretamente pesante	290	135	155	110	180	80	210
Lavoro pesante	420	175	245	150	270	115	300









(1) Misurata con termometro a bulbo secco.
(2) Misurata con globotermometro.
(3) Perdita di calore per metro quadro di superficie corporea.
(4) Perdita di calore dell'uomo normale, avente 1,80 m² di superficie corporea.

a) temperatura dell'aria;
b) umidità relativa dell'aria;
c) velocità dell'aria;
d) temperatura delle pareti e degli oggetti circostanti;
e) protezione termica del corpo (abiti).

Tali fattori interagiscono in modo complesso e non ben definito. Sono stati condotti studi e ricerche in laboratori specializzati, al fine di individuare le condizioni più convenienti da realizzare nei locali in rapporto alle condizioni esterne ed a quelle degli occupanti, nonché le variazioni dei suddetti parametri a÷e che non provocano alterazioni sensibili dello stato di benessere degli individui.

In linea di principio, pertanto, le condizioni ambientali di un locale chiuso dovrebbero essere individuate (a parità del fattore e) dai valori dei quattro fattori a, b, c, d.

Due o più locali, caratterizzati da valori diversi dei suddetti fattori a, b, c, d, possono dar luogo alla stessa sensazione di caldo o di freddo allorché si passa da un locale all'altro: in tale caso, essi sono considerati *climaticamente* equivalenti e si dice che hanno la stessa *temperatura effettiva*.

La temperatura effettiva è una grandezza complessiva introdotta dall'ASHRAE (*American Society Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers*) ed ormai universalmente adottata, atta a definire con un solo valore, anziché con quattro, le caratteristiche termiche ambientali di un determinato locale.

Essa viene determinata considerando un locale di riferimento contenente aria satura di vapore e dotata di bassa velocità (< 0,15 m/s); la temperatura dell'aria ambiente di questo locale di riferimento corrisponde alla temperatura effettiva.

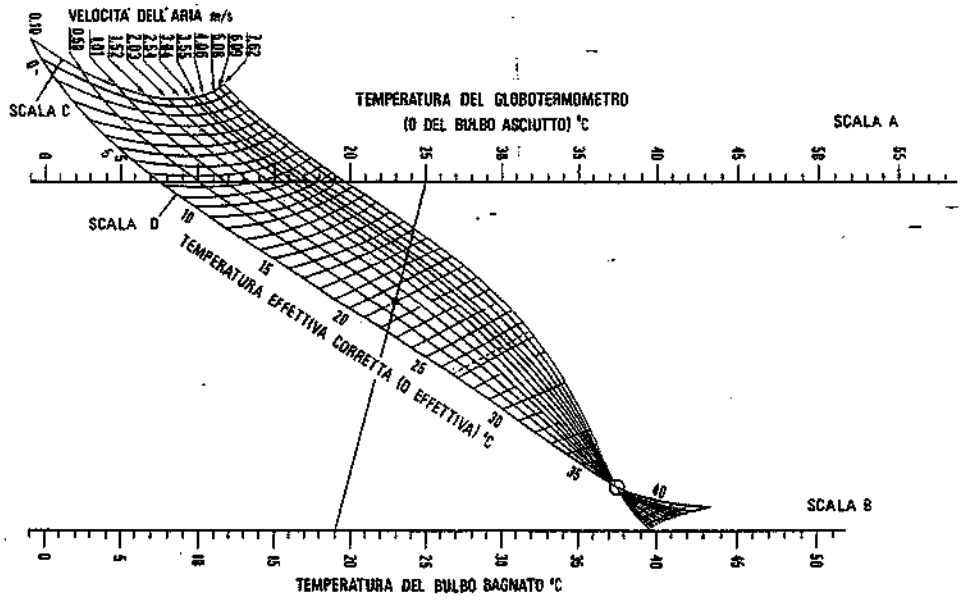
Il grafico di fig. 44.1 permette di determinare la temperatura effettiva di un locale nelle ipotesi limitative seguenti:
– temperatura delle pareti interne uguale a quella dell'aria ambiente;
– riscaldamento o raffreddamento dell'aria ambiente per sola convezione (3);
– persone in riposo o quasi;
– indumenti normalmente indossati in locali chiusi.

La determinazione della temperatura effettiva di un locale a mezzo della fig. 44.1 si effettua nel seguente modo:
– si segnano rispettivamente i valori della temperatura al bulbo asciutto ed al bulbo umido sulle scale A e B;
– si uniscono con un segmento i punti rappresentativi delle suddette temperature;
– si legge la temperatura effettiva sulla scala C, in corrispondenza del punto di intercettazione tra il sopra indicato segmento e la curva corrispondente alla velocità dell'aria nel locale considerato.

In pratica, anziché la temperatura effettiva di un locale, si può considerare la *temperatura effettiva corretta*. Quest'ultima prescinde dalle prime due ipotesi limitative citate, in quanto viene determinata misurando la temperatura dell'aria ambiente, anziché con un normale termometro a bulbo asciutto, mediante il globotermometro, la cui indicazione è anche influenzata dalle fonti di calore radiante presenti nel locale (4).

(3) È cioè escluso il sistema di riscaldamento o raffreddamento a pannelli radianti, costituito da serpentini percorsi da acqua calda o fredda, generalmente installati a soffitto e/o sotto il pavimento.

(4) Com'è noto, il globotermometro è costituito da una sfera di rame cava e verniciata in nero con al centro un termometro a mercurio. In particolari situazioni, la correzione della temperatura effettiva apportata con il metodo citato può portare a valutazioni non del tutto corrette: in tali casi, è stato proposto di introdurre una correzione anche sulla temperatura al bulbo umido (v. capitolo 53).



Leggere su scala A: temperatura ambiente, fornita da un termometro normale a bulbo asciutto (b.a.) o dal globotermometro;
scala B: temperatura ambiente al bulbo umido;
scala C: velocità dell'aria nell'ambiente;
scala D: temperatura ambiente effettiva (se la temperatura ambiente al b.a. è data da un termometro normale) ovvero temperatura ambiente effettiva corretta (se la temperatura ambiente è data dal globotermometro).

ESEMPIO I: t_{ba} = 25°C (termometro normale)
t_{bu} = 19°C
v ≈ 1 m/s
$t_{eff.}$ = 21°C

ESEMPIO II: $t_{glob.}$ = 25°C
t_{bu} = 19°C
v ≈ 1 m/s
$t_{eff.\ corretta}$ = 21°C

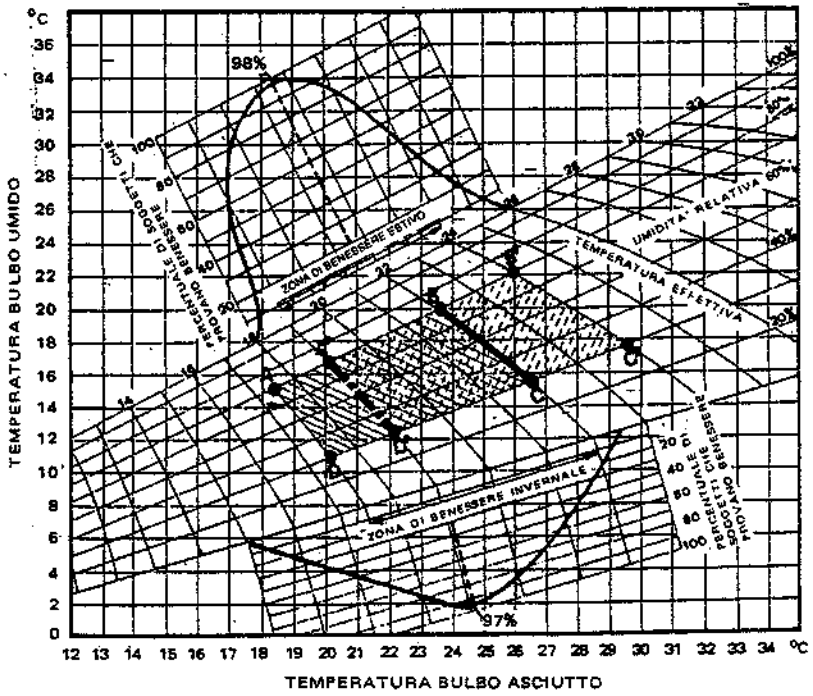
N.B.: L'esempio I prevede una temperatura media delle pareti uguale a quella dell'aria ambiente: l'esempio II prevede una temperatura media delle pareti maggiore di quella dell'aria ambiente. La temperatura è uguale nei due casi, cioè si ha lo stesso benessere. Vale a dire, nel caso II si ha lo stesso benessere che nel I pur avendo una temperatura ambiente minore causa il maggior irraggiamento delle pareti.

Fig. 44.1 – Grafico per la determinazione della temperatura effettiva corretta (o della temperatura effettiva) di locali con aria alle velocità indicate, valido per persone in attività limitata e vestite normalmente.

Per la valutazione della temperatura effettiva corretta si utilizza lo stesso diagramma di fig. 44.1, dove però sulla scala A si legge la temperatura al globotermometro; operando poi nello stesso modo prima indicato, si individua sulla scala C la temperatura effettiva corretta del locale in esame.

Per mezzo di esperienze e di rilevazioni statistiche, si sono determinate le condizioni di benessere per la stagione estiva e per la stagione invernale.

I risultati, riportati sul *diagramma del benessere* (fig. 44.2), costituiscono una guida per individuare le più adatte condizioni da assicurare negli ambienti di lavoro, anche se i risultati stessi non possono essere considerati validi in assoluto ed in ogni caso. Basti pensare che la densità delle persone presenti in un locale ha notevole



ZONA DI BENESSERE ESTIVO
ZONA DI BENESSERE INVERNALE
LINEA DI BENESSERE OTTIMO ESTIVO
LINEA DI BENESSERE OTTIMO INVERNALE

– La zona di benessere invernale è compresa nel trapezio ABCD.
– La zona di benessere estivo è compresa nel trapezio A'B'C'D'.
Le due zone si sovrappongono parzialmente nel quadrangolo A'BCD'. La curva riportata nella parte inferiore indica che il 97% di persone considera confortevole, in inverno, una temperatura effettiva di 19°C. La curva riportata nella parte superiore evidenzia che il 98% di persone considera confortevole, in estate, una temperatura effettiva di 21,5°C.

Fig. 44.2 – Diagramma di benessere ambientale (per velocità dell'aria minori di 0.5 m/s).

importanza per il benessere, a causa del fenomeno della reciproca radiazione dei corpi: quando i locali sono affollati si deve infatti mantenere una temperatura inferiore a quella che sarebbe necessaria negli stessi locali con poche persone.

Anche il tempo di permanenza influisce sulla sensazione di benessere, unitamente al dislivello di temperatura fra ambiente esterno ed ambiente condizionato.

In conclusione, molte variabili, talune anche di difficile determinazione pratica e teorica, entrano nel problema. La stessa componente psicologica interviene ad esaltare o ad attenuare la reattività dell'individuo. Il benessere, conseguibile come combinazione di effetti fisiologici provocati dal clima artificiale, costituisce pertanto un limite cui tende l'impianto di condizionamento; in pratica, a quest'ultimo si chiede di

attenuare quanto più possibile il disagio derivante dai concomitanti fattori di clima esterno e ambiente di lavoro.

La norma ISO 7730 fornisce un metodo per valutare il prevedibile gradimento di un dato "clima artificiale" definito dai sopra citati parametri a÷e; il metodo è stato sviluppato in base ad un lavoro sperimentale condotto su un campione di circa 1300 individui.

44.2. NORMATIVA SUL CONDIZIONAMENTO AMBIENTALE

La legislazione nazionale si sofferma sulle condizioni termoigrometriche e sulla purezza dell'aria ambientale solo nel D.M. 18 dicembre 1975 che riporta norme tecniche relative all'edilizia scolastica. Le indicazioni contenute nel D.P.R. 19 marzo 1956, n. 303 (artt. 9, 11 e 22) e nel D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626 (art. 33) sono assai generiche.

Ai fini del contenimento del flusso termico attraverso le chiusure, il suddetto decreto del 1975 indica i valori massimi della trasmittanza in funzione della massa delle chiusure opache e trasparenti (tab. 44.II). Inoltre, prescrive che le superfici trasparenti siano dotate di schermature esterne mobili, atte a garantire che il flusso termico entrante dovuto all'irraggiamento solare non risulti superiore al 30% di quello che si verificherebbe senza le schermature. Infine, sempre secondo il citato D.M., la temperatura, l'umidità relativa e l'entità della ventilazione negli ambienti adibiti ad usi scolastici devono essere pari a:

Tabella 44.II – Valori massimi della trasmittanza in funzione della massa media delle chiusure opache e trasparenti.

Chiusure opache	verticali				di copertura e di calpestio		
Massa areica (kg/m²)	20	50	100	≥200	100	200	≥300
Trasmittanza (W/m²·°C)	0,50	0,71	0,94	1,27	0,70	0,94	1,16

La trasmittanza media (telaio + vetro) delle chiusure trasparenti deve risultare ≤ 4 W/m²·°C nell'Italia del Nord e al di sopra dei 500 m di altitudine; ≤ 6.4 W/m²·°C lungo la fascia costiera della penisola e nelle isole.

– temperatura invernale: 20°C + 2°C;
– temperatura superficiale minima sulla superficie interna delle chiusure esterne opache di ogni ambiente: 14°C;
– umidità relativa invernale: 45÷55%;
– ventilazione: 2,5÷5 ricambi/ora, a seconda del tipo di scuola.

A proposito di quest'ultimo parametro, si ricorda che il numero di ricambi (o rinnovi) orari misura il numero di volte all'ora che l'aria contenuta in un ambiente viene totalmente sostituita con aria atmosferica esterna.

La tab. 44.III fornisce valori indicativi dei ricambi/ora per alcuni ambienti: moltiplicando il volume totale di un ambiente per il numero di ricambi orari prestabiliti, si ottiene la quantità d'aria necessaria per la ventilazione.

Nella progettazione degli impianti di condizionamento si deve tenere presente la norma UNI 10339-95 ("Impianti aeraulici a fini di benessere"). Tale norma, con riferimento agli edifici adibiti ad uso civile, precisa i valori dei seguenti parametri: portate di aria esterna e di estrazione; qualità dell'aria esterna e velocità massime dell'aria immessa all'interno; condizioni termoigrometriche esterne estive ed invernali.

La tab. 44.IV riporta i valori di temperatura e umidità relativa per alcune località, mentre la tab. 44.V suggerisce coppie di valori della temperatura e dell'umidità relativa idonei ad assicurare condizioni di benessere fisiologico negli ambienti di lavoro: a ciascuna coppia di valori corrispondono effetti all'incirca equivalenti per quanto riguarda gli scambi termici tra organismo ed ambiente, supponendo costante la velocità dell'aria. A quest'ultimo proposito, la norma UNI 10339 fornisce una serie di valori raccomandati per le velocità dell'aria di riscaldamento e di raffrescamento all'interno del volume occupato dalle persone in vari ambienti destinati ad usi civili: i valori della velocità dell'aria di riscaldamento sono già stati riportati nel capitolo 43 § 9; quelli dell'aria di raffrescamento sono compresi fra 0,05 e 0,25 m/s e risultano generalmente inferiori a quelli ammessi negli ambienti industriali aventi altezze sotto catena ≥ 5 m (v. capitolo 53.3).

Tabella 44.III – Quantitativi di aria di rinnovo generalmente adottati.

Locale	volumi/h	$m^3/h \cdot$ persona
Abitazione	1÷3	35
Ufficio	2÷4	26
Sala riunione	5÷10	50
Aula	3÷4	25
Teatro	5÷10	25
Cucina	5÷15	–
Magazzino	1÷2	15
Mensa aziendale	4÷6	20
Ristorante	4÷6	20
Ospedale (camere)	2÷4	35
Officina meccanica	2÷4	–
Officina di montaggio	1,5÷2	–
Officina di verniciatura (entro cabine)	3÷5	–
Fonderia	5÷8	–
Trattamenti termici	5÷8	–
Zone con lavorazioni particolarm. inquinanti	10÷50	–
Autorimessa	5÷10	–

Sul riscaldamento e raffrescamento degli edifici, si citano ancora le UNI 10345, 10346, 10347 e 10349.

44.3. PRINCIPALI COMPONENTI DEGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO

Come detto, il condizionamento comporta l'effettuazione di determinati trattamenti sull'aria (filtrazione, riscaldamento e/o raffreddamento, aggiunta o sottrazione di vapore acqueo), atti ad ottenere prefissate condizioni ambientali.

Tali trattamenti possono essere realizzati, in alternativa:
- in unità di trattamento centralizzate;
- parte in unità di trattamento centralizzate e parte in unità di zona (5).

Tabella 44.IV – Valori di temperatura e umidità relativa in alcune città italiane nei periodi invernale ed estivo.

Città	Inverno	Estate	
	temperatura °C	temperatura °C	umidità relativa %
Cagliari	+3	32	60
Milano	–5	32	50
Napoli	+2	32	60
Palermo	+5	34	60
Roma	0	32	50

Tabella 44.V – Valori ottimali di temperatura e umidità relativa dentro locali chiusi.

Parametri	Inverno	Estate				
Temperatura esterna °C	–	20	25	30	32	34
Temperatura interna °C	18÷20	22	23	25	26	27
Umidità relativa min. %	35	–	–	–	–	–
Umidità relativa max. %	–	65	65	60	55	50

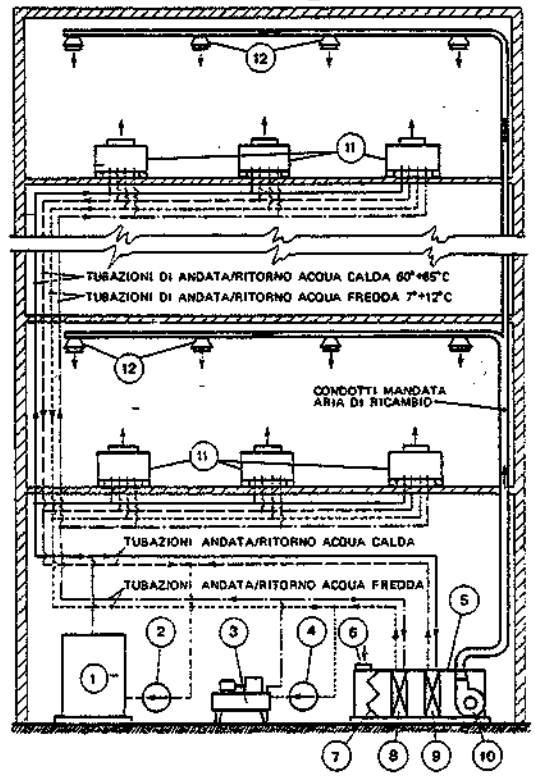
L'aria trattata nei condizionatori deve essere prelevata, prima del trattamento, dall'atmosfera esterna e/o dall'interno dei locali ed essere distribuita nei locali stessi.

Il prelievo e la distribuzione avvengono a mezzo di appositi canali (detti anche condotti o canalizzazioni).

Per la realizzazione dei suddetti trattamenti occorrono determinate apparecchiature e manufatti, atti a produrre-veicolare-scambiare-regolare l'energia termica necessaria. Tali componenti devono consentire di somministrare o sottrarre calore e vapore acqueo all'aria di ogni singolo locale nelle quantità richieste.

La scelta e la programmazione di tali apparecchiature e manufatti devono essere precedute dallo studio delle trasformazioni occorrenti per l'aria da trattare una volta noti i carichi termici e le condizioni ambientali da realizzare.

La scelta del tipo di impianto di condizionamento da adottare dipende da diversi fattori e precisamente:
- potenzialità richiesta all'impianto;
- esposizione dei locali da condizionare e loro suddivisione in zone;
- variabilità dei carichi termici nel tempo;
- caratteristiche costruttive dell'edificio;
- dimensioni dei locali e rispettive destinazioni.



1. Caldaia per riscaldamento acqua calda nel salto 65 ÷ 80 °C - 2. Elettropompa circolazione acqua calda - 3. Gruppo frigorifero per raffreddamento acqua nel salto 12÷7°C - 4. Elettropompa circolazione acqua fredda - 5. Mobile condizionatore - 6. Bocca presa aria di ricambio - 7. Filtro - 8. Batteria raffreddamento aria - 9. Batteria riscaldamento aria - 10. Elettroventilatore di circolazione aria - 11. Condizionatori nei locali (o localizzati) - 12. Diffusori d'aria.

Fig. 44.3 – Schema di un impianto di condizionamento.

Le apparecchiature ed i manufatti costituenti un impianto di condizionamento possono essere suddivisi in tre gruppi (fig. 44.3).

1) La *centrale* (termica, frigorigena, di ventilazione), nella quale si trattano opportuna-

(5) Vd. § 44.6 per la definizione di zona.

mente i mezzi termovettori o *transfer* (v. capitolo 43 § 5) e si somministra agli stessi l'energia occorrente per farli circolare nell'impianto.
I componenti più importanti sono:
- caldaie con bruciatori e depositi di combustibile (v. capitolo 43);
- gruppi frigorigeni;
- unità di trattamento d'aria centralizzati (o di zona);
- elettropompe ed elettroventilatori;
- complesso di tubazioni per il collegamento dei suddetti componenti tra di loro;
- sistema per la regolazione automatica dell'intero sistema e contabilizzazione dell'energia nelle varie forme presenti.

2) Le *reti di trasporto*, per mezzo delle quali i transfer sono distribuiti dalla centrale ai vari dispositivi utilizzatori (erogatori d'ambiente).
Tali reti sono costituite da:
- canali per il trasporto del transfer aria;
- tubazioni per il trasporto dei transfer liquidi.

3) Gli *erogatori d'ambiente*, che immettono nei vari locali, a mezzo di aria trattata, l'energia termica occorrente per mantenere negli ambienti stessi le condizioni termoigrometriche richieste. Fanno parte del gruppo "erogatori":
- i condizionatori localizzati;
- i diffusori d'aria.

Nei locali in cui sono installati gli erogatori, si prevede sovente l'aspirazione dell'aria ambiente al fine di ricircolarla e/o espellerla all'esterno.

Talora, nel caso di singoli locali o zone, l'impianto di trattamento dell'aria (ad eccezione della caldaia) è concentrato in un unico involucro a forma di armadio; a tale armadio, chiamato "mobile condizionatore autonomo", arrivano solamente le tubazioni del transfer caldo ed i cavi dell'energia elettrica.

Si riportano di seguito alcuni cenni sui componenti più caratteristici degli impianti di condizionamento.

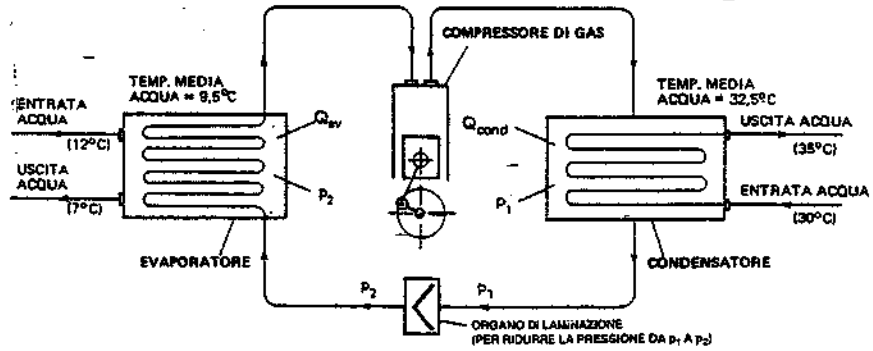
Gruppi frigorigeni

Il gruppo frigorigeno è un sistema che consente di trasferire energia termica (o calore) da un fluido a bassa temperatura ad un altro a temperatura maggiore (fig. 44.4). Questo componente è di solito impiegato per raffreddare il transfer acqua (6).

L'acqua viene normalmente raffreddata fino alla temperatura necessaria (minore della temperatura di rugiada dell'aria) per garantire la prestabilita deumidificazione dell'aria.

Si tenga presente che, per realizzare il necessario flusso di calore fra l'aria da raffreddare nella batteria del condizionatore e l'acqua, occorre una differenza di temperatura non inferiore a circa 5°C fra l'aria uscente e l'acqua entrante; la stessa differenza di temperatura è richiesta nell'evaporatore del gruppo frigorigeno (refrigeratore dell'acqua) fra l'acqua uscente e il fluido frigorigeno che evapora.

(6) In alcuni casi, però, specie per potenze modeste, si utilizza come transfer lo stesso fluido refrigerante, inviandolo direttamente nella batteria di raffreddamento dell'aria costituente l'evaporatore del gruppo frigorigeno. Per molti anni, come fluido refrigerante si sono utilizzati i clorofluorocarburi (CFC), sovente denominati con il termine generico *freon* e notoriamente dannosi per lo strato di ozono stratosferico. Per quest'ultimo motivo, si registra una concreta tendenza a utilizzare – in sostituzione del freon – altri fluidi non dannosi.



p_1 = pressione nel condensatore; p_2 = pressione nell'evaporatore.
Potenzialità gruppo frigorigeno (Q_{ev}) = quantità oraria di calore sottratta dal gas nell'evaporatore; Q_{cond} = quantità oraria di calore ceduta dal gas nel condensatore; P = potenza ceduta dal compressore per la circolazione del gas:

$$Q_{cond} = Q_{ev} + P \quad \text{(kW)}$$

Fig. 44.4 – Schema di gruppo frigorigeno a compressione di gas.

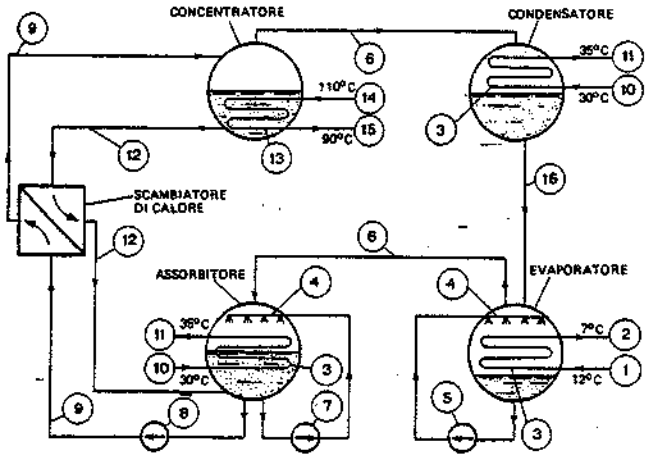
Quando si devono raggiungere temperature dell'aria inferiori a 0°C, la temperatura del liquido circolante nell'evaporatore deve scendere a valori sotto 0°C. In questo caso, si aggiungono all'acqua degli additivi anticongelanti (poliglicoli) per evitare il congelamento dell'acqua nell'evaporatore.

La gamma di potenze termiche degli impianti frigorigeni è quanto mai estesa: da 0,1 kW ad alcuni MW. Per potenze superiori a 1 MW si utilizzano compressori centrifughi. Per potenze inferiori, quelli a vite o alternativi. Nel campo 60÷150 kW sono anche impiegati i compressori a spirale orbitante.

Per una razionale parzializzazione del carico si tende a costruire impianti refrigeratori di acqua con più compressori in parallelo, che si arrestano e si avviano automaticamente in sequenza al variare del fabbisogno di freddo. Inoltre, ogni compressore è generalmente dotato di un dispositivo automatico, atto a parzializzare la potenzialità del compressore stesso.

Nel campo delle potenze comprese all'incirca fra 300 kW e 6 MW si utilizzano anche gruppi di refrigerazione dell'acqua del tipo *ad assorbimento* (fig. 44.5). In questi, anziché energia meccanica od elettrica, si utilizza energia termica sotto forma di vapore a bassa pressione (0,5÷1 bar) o di acqua surriscaldata. Questi gruppi eliminano del tutto i danni allo strato di ozono.

A determinate condizioni di funzionamento (quelle più usate per il condizionamento), un refrigeratore d'acqua con elettrocompressore assorbe circa 1 kWh elettrico ogni 4,6 kWh termici, mentre con impianto ad assorbimento (trascurando il consumo degli accessori, peraltro minimo) assorbe circa 1,6 kWh (termici) per 1 kWh (di freddo). Poiché per produrre 1 kWh di energia elettrica occorrono circa 2,5 kW di energia



1. Entrata acqua da raffreddare - 2. Uscita acqua refrigerata - 3. Serpentino raffreddante - 4. Ugelli spruzzatori - 5. Pompa di ricircolazione del refrigerante (acqua) - 6. Vapore d'acqua - 7. Pompa di ricircolazione della soluzione - 8. Pompa della soluzione - 9. Soluzione diluita - 10. Entrata acqua di raffreddamento - 11. Uscita acqua di raffreddamento - 12. Soluzione concentrata - 13. Serpentino riscaldante - 14. Entrata acqua surriscaldata - 15. Uscita acqua surriscaldata - 16. Condensa (acqua).

Fig. 44.5 – Schema di gruppo frigorigeno ad assorbimento.

primaria, se ne deduce che il ciclo ad assorbimento, nelle condizioni suddette, richiede circa il triplo di energia primaria.

A seconda della sorgente di energia, questo sistema può essere più o meno economico: è utilizzato vantaggiosamente qualora siano disponibili cascami di calore (ad esempio, sotto forma di vapore) altrimenti inutilizzati.

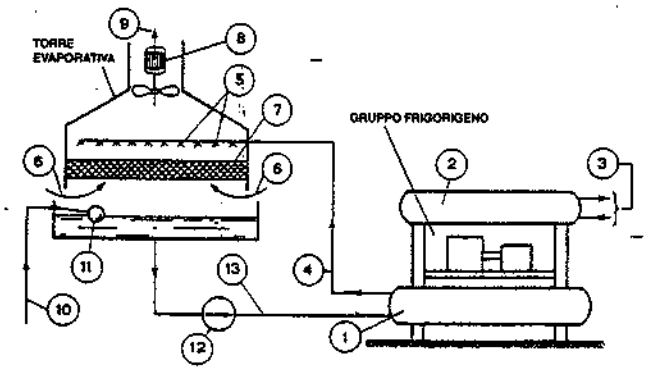
Nei gruppi frigorigeni, l'energia termica ricevuta dal condensatore (7) viene dispersa – se non diversamente utilizzata – nell'atmosfera (fig. 44.6) oppure in corpi idrici (mare o fiume). Ma poiché tali scarichi devono rispettare le vigenti normative di salvaguardia ambientale (di cui si dirà nei capitoli successivi), sempre più frequentemente si ricorre a condensatori raffreddati direttamente dall'aria atmosferica (condensatore ad aria), come schematizzato in fig. 44.7.

In genere, la differenza di temperatura fra il fluido frigorigeno che condensa (25°÷55°C) e l'acqua che esce dal condensatore è di circa 5°C, mentre quella fra condensante ed aria atmosferica uscente dal condensatore è di 10°÷20°C.

Quando il calore che si rende disponibile al condensatore di un impianto frigorigeno viene utilizzato (anziché essere dissipato nell'acqua o nell'atmosfera), si dice che l'impianto opera come *pompa di calore*.

Più generalmente, con l'espressione "pompa di calore" si indica qualsiasi impianto termogeneratore che "aspira" il calore da una sorgente a bassa temperatura (non superiore di solito a 30°C) tramite l'evaporatore di un ciclo frigorigeno e lo "pompa"

(7) Tale energia è circa uguale alla somma tra il calore sottratto nell'evaporatore e l'equivalente termico dell'energia assorbita dal compressore.



1. Condensatore ad acqua - 2. Evaporatore - 3. Acqua refrigerata - 4. Andata acqua alla torre - 5. Ugelli spruzzatori d'acqua - 6. Ingresso aria atmosferica - 7. Pacco disperdente - 8. Elettroventilatore - 9. Uscita aria - 10. Arrivo acqua di integrazione - 11. Galleggiante - 12. Elettropompa centrifuga - 13. Acqua di torre.

Fig. 44.6 – Sistema di raffreddamento del condensatore di un gruppo frigorigeno a mezzo di acqua raffreddata in una torre evaporativa (v. capitolo 48 § 13).

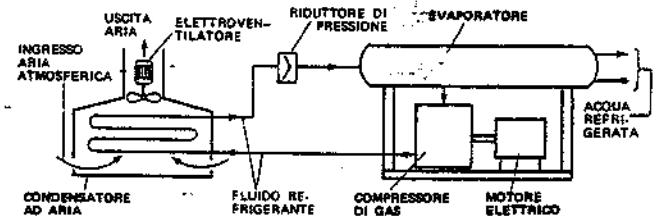


Fig. 44.7 – Gruppo frigorigeno con condensatore ad aria.

(a mezzo di un adeguato compressore) a più alta temperatura nel corrispondente condensatore: in questo circola un transfer che trasporta il calore all'utenza.

In linea di massima, l'impiego delle pompe di calore è conveniente quando:

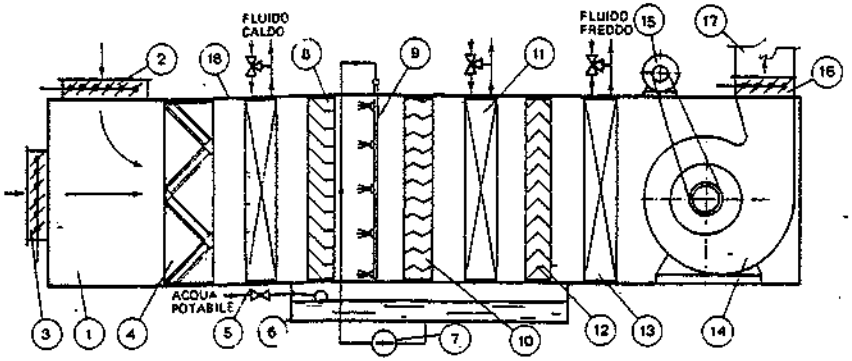
- si utilizzano sia il freddo prodotto dall'evaporatore sia il calore disponibile al condensatore;
- il compressore è dotato di motore termico (a combustione interna), per cui è possibile integrare la quantità di calore ceduta al transfer nel condensatore con il calore recuperato dai gas di scarico;
- è possibile far circolare nell'evaporatore acqua riscaldata mediante pannelli ad energia solare oppure acque di scarico tiepide provenienti da utenze tecnologiche: in tale modo, si utilizza nell'evaporatore energia termica a basso costo, che non sarebbe facile impiegare diversamente (a causa della insufficiente temperatura) e si aumenta la temperatura del transfer all'uscita del condensatore di 20°÷40°C rispetto a quella dell'acqua di recupero inviata all'evaporatore;
- è disponibile aria calda prelevata da ambiente (non altrimenti riutilizzabile) e la si invia nella pompa di calore per riscaldare aria atmosferica da immettere in ambiente.

Unità di trattamento aria centralizzate

Le unità di trattamento centralizzate sono in genere costituite da un involucro in lamiera zincata, con rivestimenti atermici ed afonici, che racchiude gli elementi necessari per sottoporre ad una serie di trattamenti l'aria da distribuire nei vari ambienti (fig. 44.8).

Le principali funzioni espletate da tali unità sono le seguenti:
- prelievo di aria esterna e/o interna e relativa miscelazione;
- filtrazione;
- preriscaldamento per la umidificazione;
- umidificazione;
- postriscaldamento;
- propulsione dell'aria nei condotti di distribuzione.

Una o più di tali funzioni possono essere omesse, se non richieste dal particolare ciclo igrotermico considerato. Le singole funzioni vengono svolte in apposite sezioni dell'unità.



1. Camera di miscela - 2. Serranda sulla bocca di presa aria di ricircolazione - 3. Serranda sulla bocca di presa aria esterna (di ricambio) - 4. Filtro d'aria - 5. Batteria in tubi alettati di preriscaldamento aria (prima dell'umidificazione) - 6. Vasca di raccolta acqua con valvola a galleggiante di integrazione acqua - 7. Elettropompa di ricircolazione acqua nel sistema di umidificazione - 8. Raddrizzatore di filetti d'aria - 9. Rampa di ugelli polverizzatori d'acqua - 10. Separatore di gocce dopo l'umidificatore - 11. Batteria in tubi alettati di raffreddamento/deumidificazione aria - 12. Separatore di gocce dopo la batteria 11 - 13. Batteria in tubi alettati di postriscaldamento aria - 14. Ventilatore di circolazione dell'aria - 15. Motore elettrico di comando del ventilatore - 17. Condotto di mandata dell'aria trattata nel condizionatore - 18. Involucro metallico.

Fig. 44.8 – Unità di trattamento d'aria centralizzata.

La sezione dell'unità destinata al prelievo dell'aria è dotata di bocche con serrande atte a consentire la miscelazione di portate variabili di aria esterna ed interna.

La sezione di filtrazione ha dimensioni che dipendono dal tipo di filtro prescelto. Le impurità presenti nell'aria da filtrare, sia esterna che riciclata, hanno caratteristiche assai diverse e comprendono particelle solide con diametro variabile entro limiti molto estesi (0,1÷200 μm). La concentrazione della polvere nell'aria atmosferica può variare fra 0,01 mg/m^3 e 0,04 mg/m^3 nelle zone rurali, tra 0,1 mg/m^3 e 1 mg/m^3 nelle zone urbane e oltre 1 mg/m^3 nelle zone industriali.

Il filtro viene scelto in base alle caratteristiche dell'aria da trattare ed alle esigenze di depurazione (v. capitolo 45). La fig. 44.9 riporta lo schema di due filtri a secco, costituiti da elementi o da pannelli di materiale fibroso o metallico che vengono sostituiti o rigenerati quando sono sporchi.

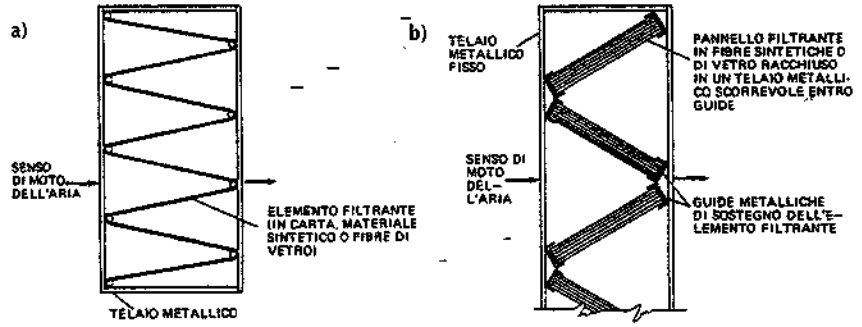


Fig. 44.9 – Filtri a secco.

Le sezioni di riscaldamento, raffreddamento e deumidificazione dell'aria contengono delle batterie costruite con tubi di acciaio o rame, le cui superfici esterne (di contatto con l'aria) sono artificialmente aumentate con alette, per compensare parzialmente il basso coefficiente di scambio termico metallo/aria.

Le batterie con tubi lisci risultano antieconomiche e di eccessivo ingombro, per cui sono utilizzate solo in casi speciali.

Di solito, le batterie di riscaldamento sono alimentate con acqua calda (60°÷80°C) o surriscaldata (110°÷150°C), quelle di raffreddamento con acqua fredda (5°÷12°C) o fluido frigorigeno evaporante.

I tubi sono generalmente di rame alettati con lamierino di alluminio o di rame, eventualmente stagnati. Solo per applicazioni particolari si impiegano tubi di acciaio, usualmente con alettatura spiroidale, zincati per immersione a batteria finita.

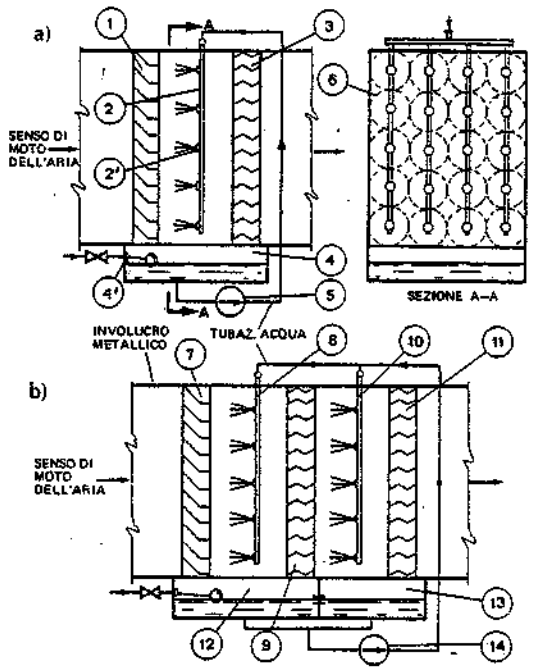
Quando le batterie di raffreddamento sono anche utilizzate per la deumidificazione, occorre disporre le alette (sempre perpendicolari al tubo) in modo da favorire il drenaggio delle gocce d'acqua; è inoltre necessario limitare la velocità media dell'aria, riferita alla sezione occupata dalla batteria, a valori non superiori a 2,5 m/s, al fine di evitare il trascinamento a valle (con successiva possibile rievaporazione) dell'acqua condensata. Tale velocità è uno degli elementi determinanti delle dimensioni trasversali dell'unità di trattamento.

Un dispositivo molto usato in passato per l'umidificazione dell'aria è l'umidificatore adiabatico, composto da (fig. 44.10):
- un determinato numero di ugelli polverizzatori di acqua, disposti su uno o più ranghi;
- elettropompa di ricircolazione dell'acqua;
- vasca di raccolta dell'acqua non evaporata, con valvola a galleggiante per il reintegro dell'acqua evaporata nell'aria;
- raddrizzatore dei filetti d'aria atto ad uniformare il flusso nella intera sezione a monte degli ugelli;
- separatore di gocce, in grado di separare, a valle degli ugelli, l'acqua trascinata dalla corrente d'aria.

Gli umidificatori adiabatici consentono di umidificare l'aria fino a valori prossimi alla saturazione (70% ÷ 80%).

È indispensabile che l'acqua da polverizzare sia stata precedentemente "dolcificata" (almeno sino alla eliminazione della durezza "temporanea") per evitare rapidi insudiciamenti dei separatori di gocce e delle batterie.

Per ovviare ai problemi connessi alla salubrità dell'aria trattata negli impianti di condizionamento, si registra la tendenza – anche in campo industriale – verso l'impiego di umidificatori adiabatici a polverizzazione ultrasonica: questi presentano gli stessi vantaggi termodinamici del tipo a ricircolo d'acqua, uniti però a migliori caratteristiche igieniche: infatti, la pressoché immediata vaporizzazione dell'aerosol di acqua prodotto evita il ristagno nella bacinella di raccolta. La polverizzazione può avvenire per mezzo di vibratori piezoelettrici (limitatamente a portate di circa 10 kg/h di acqua) oppure di ugelli ad aria compressa priva di olio.



1. Raddrizzatore di filetti d'aria - 2. Rango di ugelli - 2'. Ugello polverizzatore d'acqua - 3. Separatore di gocce - 4. Vasca di raccolta acqua - 4'. Rubinetto a galleggiante per integrazione acqua - 5. Elettropompa di ricircolazione acqua negli ugelli - 6. Rosa d'acqua generata dall'ugello - 7. Raddrizzatori di filetti d'aria - 8. Primo rango di ugelli - 9. Separatore di gocce nel primo rango di ugelli - 10. Secondo rango di ugelli - 11. Separatore di gocce del secondo rango di ugelli - 12. Vasca acqua del primo rango - 13. Vasca acqua del secondo rango - 14. Elettropompa di ricircolazione acqua ai due ranghi.

Fig. 44.10 – Umidificatori adiabatici: a) con un rango di ugelli; b) con due ranghi di ugelli.

Altri dispositivi di umidificazione, usati specialmente in campo industriale per ottenere alti tassi di umidità in ambiente, sono gli umidificatori a vapore (immettono vapore alla pressione di 0,1÷0,5 bar nella corrente d'aria) e quelli a polverizzazione d'acqua per centrifugazione in corrente d'aria.

La circolazione dell'aria nell'intero impianto è solitamente affidata a ventilatori centrifughi.

I condizionatori d'aria realizzano una gamma di portate che va da 1000 m³/h a 100.000 m³/h; la prevalenza totale è compresa fra 200 e 2000 Pa (8).

(8) In genere, i componenti interni del condizionatore offrono una resistenza complessiva al passaggio dell'aria di 150÷300 Pa.

Condotti di distribuzione dell'aria

I condotti dell'aria hanno la funzione di:
- trasportare l'aria trattata nel condizionatore fino agli erogatori d'ambiente (fig. 44.3);
- distribuire tale aria negli ambienti;
- asportare dagli ambienti una portata pari, al massimo, a quella immessa;
- scaricare nell'atmosfera una parte dell'aria aspirata dagli ambienti (la parte restante viene riciclata).

Di solito, i condotti hanno sezione circolare o rettangolare e sono costruiti in lamiera d'acciaio zincata o di alluminio; se installati in ambienti non condizionati, devono essere coibentati.

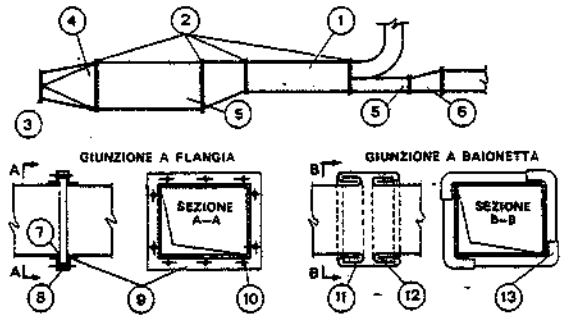
Gli spessori minimi consigliabili per le lamiere dei condotti rettangolari sono i seguenti:
- 8/10 mm per condotti aventi il lato maggiore inferiore a 500 mm;
- 10/10 mm per condotti aventi il lato maggiore inferiore a 1000 mm;
- 12/10 mm per condotti aventi il lato maggiore inferiore a 1500 mm;
- 15/10 mm per condotti aventi il lato maggiore superiore a 1500 mm.

Per condotti a sezione circolare, ricavati da nastro avvolto a spirale, si adottano i seguenti spessori minimi:
- 6/10 mm per diametri inferiori a 150 mm;
- 10/10 mm per diametri inferiori a 1000 mm;
- 15/10 mm per diametri superiori a 1500 mm.

Per la costruzione delle canalizzazioni, nella pratica impiantistica corrente si fa spesso riferimento alle standardizzazioni straniere, ed in particolare a quella in uso negli Stati Uniti e curata dalla SMACNA (Sheet Metal and Air-conditioning Contractors National Association). Tale standard fornisce i minimi spessori da adottare per le canalizzazioni in funzione di:
- pressione di progetto del canale;
- dimensioni e forma della sezione del canale;
- tipo e spaziatura dei rinforzi perimetrali adottati.

Le giunzioni dei tronchi di condotti sono del tipo a "baionetta" o a "flange" con guarnizioni (fig. 44.11).

I cambiamenti di dimensione, di forma e di direzione devono essere curati sotto l'aspetto aerodinamico per ridurre al minimo le perdite di carico. I condotti di derivazione dai canali principali sono di solito corredati di serrande di taratura.



1. Condotto d'aria - 2. Giunzioni tra tronchi di condotti - 3. Sezione circolare - 4. Raccordo tra sezione circolare e rettangolare - 5. Sezione rettangolare - 6. Raccordo tra 2 sezioni diverse - 7. Lamiera ripiegata - 8. Guarnizione in amianto - 9. Flangia + controflangia in profilati metallici - 10. Bulloni - 11. Striscia di lamiera ripiegata sui 2 lembi - 12. Lamiera ripiegata - 13. Risvolto per tenuta d'aria.

Fig. 44.11 – Tipi di guarnizioni per condotti d'aria.

Particolare attenzione deve essere posta per evitare la trasmissione di rumori e di vibrazioni (v. capitoli 51 e 52). Contro le vibrazioni si prevedono giunti flessibili lungo i condotti e supporti antivibranti. Per l'attenuazione dei rumori si adottano dei rivestimenti interni ai condotti in materiali fonoassorbenti oppure si installano lungo i canali degli opportuni silenziatori (ad assorbimento, a risonanza, ecc.).

Per il dimensionamento dei canali si valutano dapprima le portate di aria conseguenti al calcolo dei fabbisogni di calore; quindi si disegna il tracciato dei canali di distribuzione dell'aria fino ai diffusori; infine, si applicano le classiche regole del moto dei fluidi nei condotti.

I procedimenti più seguiti per il dimensionamento dei condotti sono i seguenti:
- il metodo a velocità costante dell'aria nei diversi tratti della rete;
- il metodo a perdita di carico costante per unità di lunghezza dei condotti;
- il metodo con recupero della pressione statica.

Il primo metodo viene applicato alle reti più semplici; il secondo è più impiegato nel caso degli impianti a bassa pressione (resistenza del circuito minore di 500 Pa); il terzo alle reti più complesse.

Si ricorda che la valutazione delle perdite di pressione (o di carico) si ottiene sommando le perdite di pressione per resistenze accidentali alle perdite continue per attrito.

Nei capitoli 29 e 45 sono riportate le indicazioni essenziali per valutare tali perdite e per dimensionare i condotti dell'aria.

Una perdita di carico aggiuntiva, tipica degli impianti di riscaldamento e condizionamento, è quella che si verifica nei diffusori d'aria di cui si dirà fra poco.

Tubazioni di distribuzione dei liquidi

Le tubazioni di distribuzione dei transfer liquidi hanno il compito di trasportare i transfer stessi dalla centrale agli erogatori d'ambiente (tubazioni di andata) e di riportarli alla centrale (tubazioni di ritorno) per il reintegro dell'energia termica ceduta negli erogatori stessi.

Le tubazioni sono in genere di acciaio, nei vari diametri commerciali, talvolta di rame, e devono essere coibentate secondo i criteri esposti nel capitolo 33. Le giunzioni fra i tubi sono generalmente realizzate mediante saldatura; quelle fra i tubi ed il valvolame e le apparecchiature sono flangiate o filettate (9).

Gli staffaggi di sostegno delle tubazioni devono consentirne la dilatazione termica.

Gli organi di intercettazione sono costituiti da valvole in bronzo od in ghisa per diametri ≤DN 50 e da saracinesche (che comportano minori ingombri e perdite di carico rispetto alle valvole), sempre in bronzo od in ghisa, per diametri maggiori.

Il dimensionamento delle tubazioni viene effettuato con il metodo del diametro economico (v. capitolo 35).

(9) Quando però il transfer è costituito da un fluido frigorigeno, i tubi sono generalmente in rame; le giunzioni sono realizzate mediante brasatura, mentre i collegamenti con il valvolame e le apparecchiature si ottengono con giunti a deformazione plastica del tubo.

Erogatori d'ambiente

Gli erogatori dell'aria provvedono all'immissione dell'aria trattata negli ambienti; essi devono essere disegnati e disposti in modo da non provocare negli ambienti correnti d'aria che disturbino gli utenti.

A parità di quantità di calore da introdurre, la quantità Q di aria immessa in un ambiente è inversamente proporzionale alla differenza di temperatura tra l'aria immessa e l'aria ambiente.

È evidente l'opportunità di ridurre, entro certi limiti, tale portata, elevando la differenza di temperatura sopra indicata (10); in tal modo, si otterrà un risparmio nel consumo di energia elettrica per la propulsione dell'aria ed un minor costo di impianto.

Si ricorda che una eccessiva riduzione della portata d'aria ed il conseguente aumento della differenza di temperatura possono provocare temperature disuniformi, percepite dalle persone sia nei mesi invernali sia nei mesi estivi (per la maggior sensibilità umana alle correnti di aria fredda, specie con abbigliamento leggero).

Per esempio: si abbia un ambiente con una cubatura di 100 m^3 ed un fabbisogno termico sensibile estivo di 2500W, necessario per realizzare una temperatura ambiente di 26°C.

Se l'aria immessa ha la temperatura di 16°C, la portata di aria occorrente sarà di:

$$Q = \frac{2500\,W}{(0{,}35\,W/m^3{\cdot}°C)\cdot(26-16)°C} = 715\ m^3/h$$

$$\text{pari a } \frac{715\ m^3/h}{100\ m^3} \approx 7 \text{ volumi / h}$$

Se, invece, l'aria immessa ha la temperatura di 21°C, la portata di aria occorrente sarà di:

$$Q = \frac{2500}{0{,}35\cdot(26-21)} = 1430\ m^3/h$$

$$\text{pari a } \frac{1430}{100} \approx 14 \text{ volumi / h}$$

Pertanto, l'aria circolante in un'ora è pari rispettivamente a 7 e 14 volte il volume ambiente.

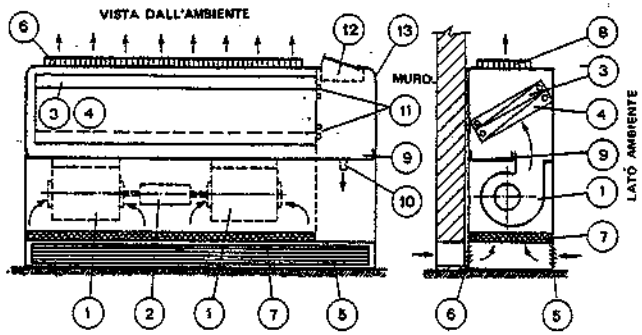
Descriviamo i due tipi di erogatori più adottati in pratica.

1) Condizionatori localizzati

I condizionatori localizzati hanno la funzione di trattare l'aria della sola zona o del solo locale in cui sono installati e di immetterla direttamente negli stessi.

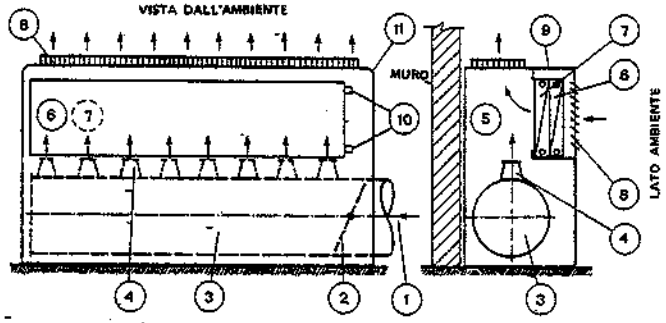
(10) Il limite inferiore della temperatura dell'aria immessa in estate è legato all'umidità relativa da conseguire in ambiente. La temperatura dell'aria immessa (in estate ed in inverno) potrebbe essere prossima alla temperatura ambiente; però, quanto più essa si avvicina a quest'ultima, tanto maggiori sono le portate d'aria da introdurre nel locale.

Fra i condizionatori localizzati, citiamo:
a) i *ventiloconvettori* (fig. 44.12);
b) gli *eiettoconvettori* o *induttori* (fig. 44.13);
c) le *cassette di miscelazione* degli impianti a doppio condotto (fig. 44.14).



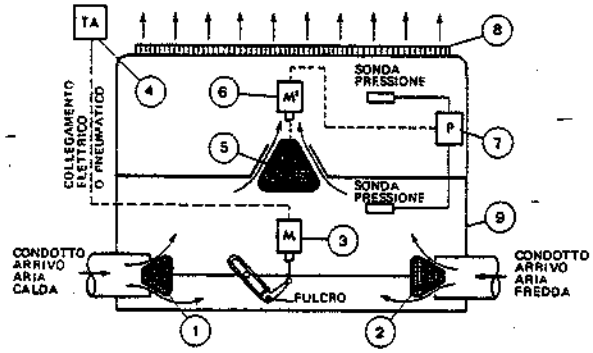
1. Ventilatore per circolazione aria - 2. Motore elettrico a 3 velocità per comando ventilatore - 3. Batteria di riscaldamento aria - 4. Batteria di raffreddamento aria - 5. Bocchetta di ricircolazione aria ambiente - 6. Bocchette (eventuale) di presa aria esterna - 7. Filtro aria facilmente sostituibile - 8. Bocchetta di mandata aria nell'ambiente - 9. Bacinella di raccolta acqua di condensazione prodotta sulla batteria 4 - 10. Tubo di scarico acqua di condensazione - 11. Tronchetti per allacciamento delle batterie alle reti di tubazioni - 12. Cassetta contenente interruttore comando motore - 13. Involucro in lamiera.

Fig. 44.12 – Schema di ventiloconvettore con due batterie (calda e fredda).



1. Arrivo aria primaria - 2. Serranda a farfalla per regolazione portata aria primaria - 3. Plenum per aria primaria, rivestito di materiale fonoassorbente - 4. Ugello di uscita aria primaria nella camera di miscelazione - 5. Camera di miscelazione in cui è richiamata, per effetto induttivo, l'aria ambiente (aria secondaria) - 6. Batterie di riscaldamento aria secondaria - 7. Batteria di raffreddamento aria secondaria - 8. Bocchetta di ricircolazione aria ambiente - 9. Bocchetta di mandata aria nell'ambiente - 10. Tronchetti per allacciamento delle batterie alle reti di tubazioni - 11. Involucro in lamiera.

Fig. 44.13 – Schema di eiettoconvettore (o induttore) con due batterie (calda e fredda).



1. Valvola su aria fredda - 2. Valvola su aria calda - 3. Motore modulante (elettrico o pneumatico) di comando contemporaneo delle valvole 1 e 2 - 4. Termostato ambiente di comando del motore 3 - 5. Valvola su aria miscelata - 6. Motore modulante (elettrico o pneumatico) di comando della valvola 5 per mantenere costante la portata dell'aria miscelata - 7. Pressostato differenziale di comando del motore 6 - 8. Bocchetta di mandata aria miscelata in ambiente - 9. Involucro in lamiera.

Fig. 44.14 – Cassetta di miscelazione per impianti a doppio condotto.

I condizionatori "a", "b" trattano solamente l'aria ambiente in ricircolazione continua e sono in genere adatti per servire le fasce perimetrali degli edifici civili.

Le cassette "c" miscelano opportunamente l'aria calda e fredda degli impianti a doppio condotto, prima di immetterla nei locali.

Gli elementi componenti dei ventiloconvettori sono essenzialmente i seguenti:
- involucro metallico;
- batteria in tubi alettati per il riscaldamento o raffreddamento dell'aria;
- complesso di regolazione automatica termostatica della temperatura dell'aria ambiente;
- elettroventilatore centrifugo per la movimentazione dell'aria;
- filtro;
- bocchetta di immissione dell'aria nell'ambiente.

La batteria può essere unica o doppia, cioè costituita da una o due sezioni: nel primo caso, essa è alimentata con acqua calda nella stagione fredda, con acqua fredda nella stagione calda; nel secondo caso, ciascuna sezione della batteria è sempre alimentata da un unico transfer (caldo o freddo).

Gli elementi componenti degli induttori sono essenzialmente:
- involucro metallico;
- batteria in tubi alettati per il riscaldamento o il raffreddamento dell'aria;
- complesso di regolazione automatica termostatica della temperatura dell'aria ambiente;
- *plenum* (11) con una serie di ugelli eiettori attraverso i quali viene iniettata l'aria primaria (cioè l'aria di ricambio trattata nel condizionatore centralizzato) al fine di

(11) *Plenum* è uno spazio racchiuso in un involucro nel quale l'aria ha una determinata pressione statica e velocità quasi nulla.

ottenere l'effetto induttivo provocante la ricircolazione dell'aria ambiente attraverso la batteria;
- eventuale filtro a bassa resistenza;
- rivestimento fonoassorbente;
- bocchetta di immissione dell'aria nell'ambiente.

Anche nel caso degli induttori, la batteria può essere unica o suddivisa in due sezioni.

Come si può rilevare, i ventiloconvettori e gli induttori sono sostanzialmente uguali: si differenziano per il sistema di propulsione dell'aria attraverso le batterie, costituito da elettroventilatori nel primo caso e da eiettori nel secondo; inoltre, mentre i ventiloconvettori non esigono necessariamente l'impianto di aria primaria per il loro funzionamento, gli eiettoconvettori non possono farne a meno.

Gli elementi componenti delle cassette miscelatrici sono essenzialmente:
- involucro metallico;
- valvole a movimento coniugato (12), poste sulle bocche di ingresso dell'aria calda e dell'aria fredda nella cassetta;
- complesso di regolazione automatica termostatica, atto a regolare la temperatura e la portata dell'aria ambiente;
- regolatore-stabilizzatore della portata;
- rivestimento fonoassorbente;
- bocche di entrata (n. 2) e bocche di uscita (da 1 a 4).

2) Diffusori d'aria

L'immissione dell'aria negli ambienti può avvenire (fig. 44.15) tramite:
- bocchette a lancio verticale od orizzontale, dotate di alette direttrici per modificare la forma del getto d'aria ed il suo raggio d'azione;
- diffusori anemostatici (sovente denominati anemostati) circolari, quadrati, lineari;
- bocchette a feritoia continua;
- piastre perforate.

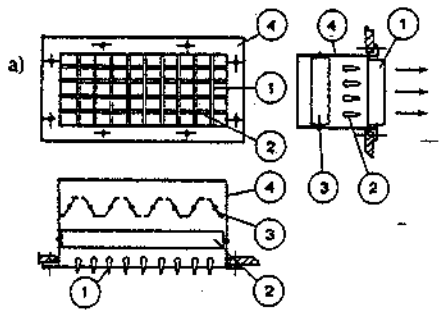
I diffusori devono distribuire l'aria nell'ambiente in modo da ottenere la massima uniformità di temperatura e quindi devono essere opportunamente distanziati e posizionati.

La velocità di uscita dell'aria dai diffusori dipende da molti fattori, fra i quali i più importanti sono l'altezza e l'angolo di immissione, la divergenza del getto d'aria e la differenza di temperatura (in valore assoluto ed in segno) fra l'aria ambiente e l'aria soffiata.

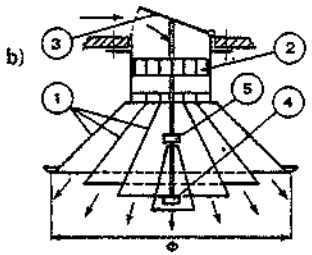
In genere, la velocità dell'aria negli ambienti chiusi, in corrispondenza della zona occupata dalle persone, non dovrebbe superare 0,25 m/s sia in inverno che in estate.

La fig. 44.16 evidenzia come la forma dell'apertura e la velocità di uscita dell'aria influiscano sulla distribuzione dell'aria stessa. I diffusori dotati di alette parallele diffondono l'aria secondo un angolo di 15°÷20°; se le alette sono divergenti l'angolo di diffusione può essere aumentato fino a circa 60°, ma il percorso dell'aria (a parità di velocità in corrispondenza delle alette) si riduce; infine, alette convergenti sono caratterizzate da angoli di diffusione minori, ma da un getto d'aria più penetrante.

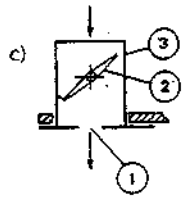
(12) Due organi hanno movimento coniugato quando funzionano contemporaneamente con movimenti opposti; ad esempio, nel caso di serrande, mentre una apre, l'altra chiude e viceversa.



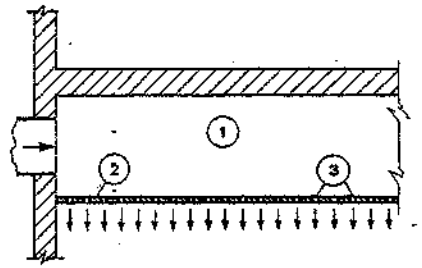
1. Alette direzionali dell'aria - 2. Alette direzionali dell'aria perpendicolari alle 1 - 3. Serranda di regolazione della portata dell'aria - 4. Telaio in lamiera.



1. Diffusori tronco-conici in lamiera - 2. Deflettori per il raddrizzamento dei filetti d'aria - 3. Serranda a farfalla azionata mediante manopola + flessibile filettato - 4. Manopola + flessibile - 5. Madrevite fissa.



1. Feritoia di uscita aria - 2. Serranda a farfalla di regolazione della portata dell'aria - 3. Telaio in lamiera.



1. Plenum - 2. Controsoffittatura perforata - 3. Fori.

Fig. 44.15 – Tipi di diffusori d'aria in ambiente: a) bocchetta a lancio verticale od orizzontale; b) diffusore anemostatico circolare; c) bocchetta a feritoia continua; d) piastra perforata.

L'area utile totale dei diffusori S (in m^2) si calcola con la

$$S = \frac{Q}{V} \qquad (44.2)$$

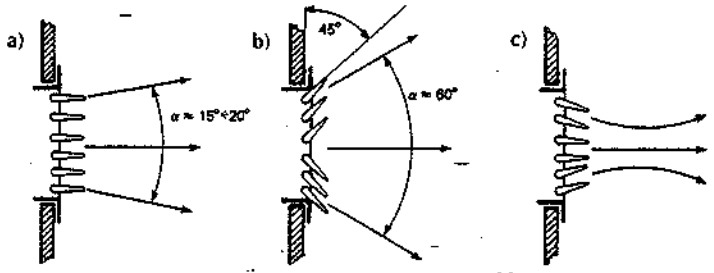
dove:
Q = portata d'aria da immettere (m^3/s);
V = velocità dell'aria immediatamente a valle delle alette (m/s): tale velocità di uscita dovrebbe essere tale da garantire, nella zona occupata, una velocità dell'aria non superiore ai valori dianzi indicati.

L'area S verrà poi suddivisa fra un certo numero di diffusori scelti in base alle portate di aria da immettere ed alle caratteristiche costruttive degli stessi e dei locali.

I flussi orizzontali di aria non radenti al soffitto, producono correnti moleste in vaste zone dell'area interessata.

I flussi verticali dal basso verso l'alto assicurano buoni risultati; occorre però che i diffusori siano installati in modo da non costituire ostacolo e disturbo nell'area di lavoro.

In impianti molto estesi risulta difficile una corretta equilibratura della distribu-



α = angolo di diffusione; J = coefficiente di perdita di carico accidentale ≈ 0,5

Valori della gittata (g) in funzione della velocità di uscita dell'aria dalla bocchetta:

g	D = 8°C	D = 12°C	D = 15°C
5 m	V = 2 m/s	V = 2,7 m/s	V = 3,25 m/s
8 m	2,5 "	3,2 "	3,75 "
10 m	3 "	3,7 "	4,25 "
15 m	3,75 "	4,4 "	5 "
20 m	5 "	5,6 "	6,25 "
30 m	6,25 "	6,85 "	7,5 "

N.B.: I valori della tabella si applicano alle bocchette a) e b).

g = gittata della bocchetta = distanza (dalla bocchetta) del punto in cui l'aria arriva con velocità residua di 0,15÷0,20 m/s;

D = differenza di temperatura tra l'aria uscente dalla bocchetta e l'aria ambiente;

V = velocità dell'aria uscente dalla bocchetta, misurata immediatamente a valle delle alette

Fig. 44.16 – Forma dei getti d'aria di bocchette con alette: a) diritte; b) divergenti di 45°; c) leggermente convergenti.

zione. Le bocche più vicine al condizionatore hanno a monte una pressione più elevata di quelle lontane. Per ridurre tali differenze si installano, a monte delle bocche, appositi dispositivi manuali di taratura (serrande) o degli equilibratori-riduttori di pressione. Questi ultimi devono essere dotati di silenziatori per ridurre il rumore prodotto dal passaggio dell'aria ad alta velocità nell'organo di laminazione. Peraltro, il riduttore di pressione può essere comandato da dispositivi termostatici che consentono di erogare in ambiente la sola portata necessaria.

L'aria viziata, più calda e più umida, tende a stratificarsi in alto: non si dovrebbe pertanto immettere dall'alto (nello spazio sovrastante la zona di lavoro, vale a dire sopra i 2,50–3 m) l'aria trattata, al fine di evitare la reimmissione per induzione dell'aria viziata nella zona di lavoro (fig. 44.17.a). In questa ottica rientra la soluzione schematizzata in fig. 44.17.b, nella quale l'aria viene immessa in posizioni più prossime alle zone di lavoro.

Inoltre, ove possibile, conviene distribuire l'aria nelle sole zone occupate dagli operatori (fig. 44.17.c), consentendo che nelle altre zone vi siano valori di temperatura e umidità diversi da quelli richiesti nelle zone occupate; ciò si ottiene immettendo l'aria, con apposite canalizzazioni, solo nelle zone in cui stazionano gli operatori (13).

Sempre nell'ottica di realizzare risparmi energetici, si cita il sistema di distribuzione dell'aria schematizzato in fig. 44.17.d, che presenta anche il vantaggio di non richiedere condotti nelle zone di lavoro: l'aria trattata, immessa nell'ambiente mediante bocche perimetrali od "a pilastro", viene in parte dirottata, da appositi ugelli soffianti aria ambiente ad alta velocità, verso i posti di lavoro.

La distribuzione dell'aria immessa non può prescindere da una corretta "ripresa"

(13) Nello studio del tracciato delle canalizzazioni principali, occorre tenere presente che l'evoluzione tecnologica potrebbe richiedere profonde modifiche del layout e quindi spostamenti delle aree occupate e non.

dell'aria per il successivo ricircolo e/o per la parziale o totale espulsione. Le griglie di aspirazione, però, pongono minori problemi dei diffusori, in quanto non provocano getti direttivi di aria: a monte di una zona di aspirazione, infatti, la distribuzione della velocità dell'aria tende ad una forma sferoidale ed i valori si riducono con il quadrato della distanza (v. capitolo 45).

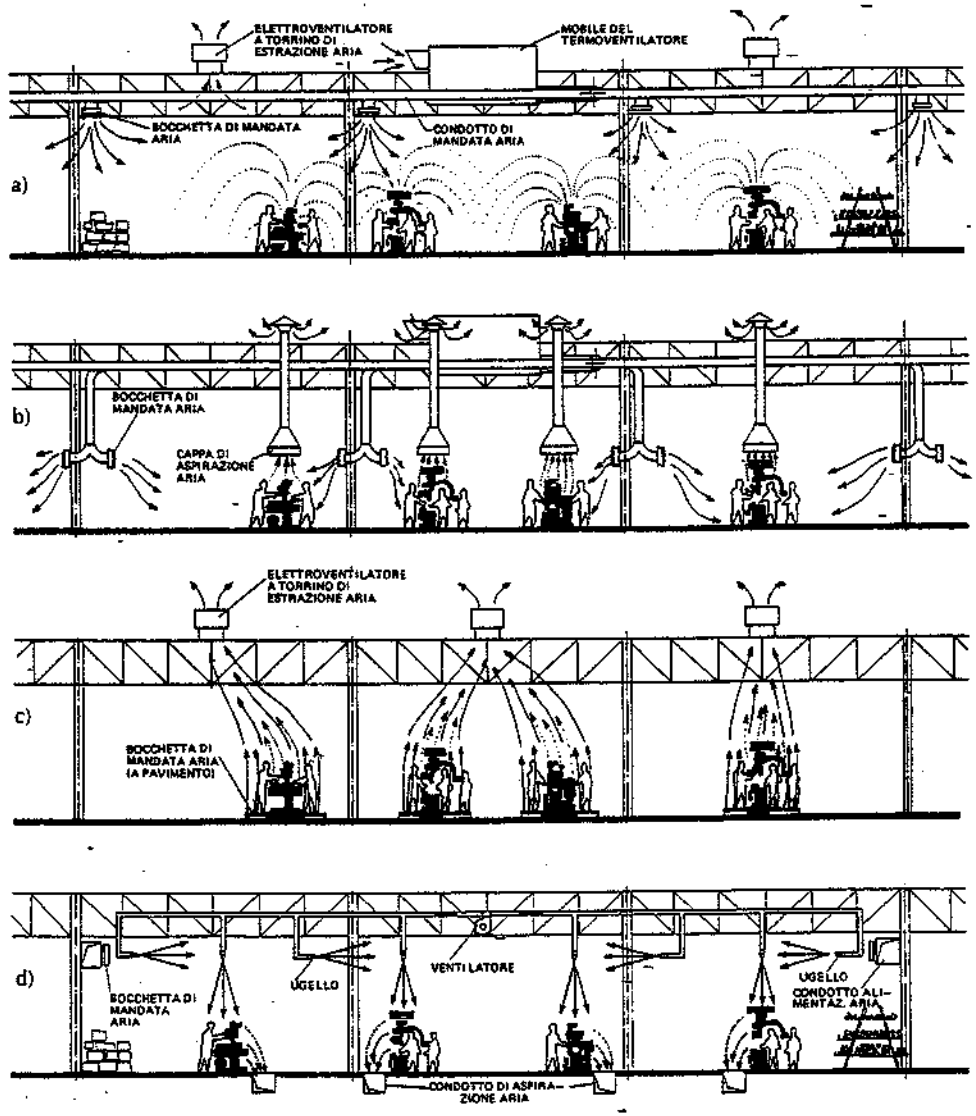


Fig. 44.17 – Modalità di distribuzione e aspirazione dell'aria negli ambienti industriali.

44.4. FABBISOGNI TERMICI PER IL CONDIZIONAMENTO DEGLI AMBIENTI

Per progettare un impianto di condizionamento è fondamentale la determinazione dei *carichi termici*, ossia delle potenze termiche (kW) entranti/uscenti nei/dai locali: tali potenze sono considerate positive quando corrispondono a entrate di calore nell'ambiente, negative nel caso contrario (uscite di calore).

La valutazione dei carichi termici comporta la conoscenza dei seguenti elementi:
- caratteristiche dimensionali e costruttive dei vari locali (aree, volumi, superfici, composizione dei muri perimetrali e interni, superfici delle vetrate perimetrali e interne, tipi di serramenti, ecc.) compendiate nei disegni del fabbricato;
- orientamento delle pareti esterne;
- destinazione dei singoli locali;
- condizioni termoigrometriche richieste nei vari locali nelle differenti stagioni;
- condizioni termoigrometriche esterne, estive ed invernali, da adottare per l'impostazione del progetto;
- numero delle persone presenti in ogni locale;
- potenza di illuminazione e relativo orario di funzionamento;
- potenza dei macchinari installati nei locali e relativi orari di funzionamento;
- eventuali vasche di acqua calda installate nei locali con relative temperature e superfici evaporanti;
- ubicazione dei macchinari dell'impianto di condizionamento.

I carichi termici vanno calcolati sia per la stagione calda che per quella fredda (in base alle condizioni atmosferiche esterne di progetto). I principali carichi termici, da determinare per ogni locale, sono i seguenti:

Carichi termici estivi

a) entrate di calore dall'esterno (14) per trasmissione termica;
b) entrate di calore per radiazione solare;
c) calore endogeno sensibile prodotto;
d) calore endogeno latente dovuto all'evaporazione di acqua da macchinari e persone;
e) calore sensibile e latente dovuto a infiltrazioni di aria calda e umida dall'esterno.

I suddetti carichi sono tutti positivi.

Carichi termici invernali

a) disperdimenti di calore verso l'esterno per trasmissione termica;
b) entrate di calore per radiazione solare;
c) calore endogeno sensibile prodotto da macchinari, illuminazione, persone;
d) calore endogeno latente dovuto all'evaporazione di acqua da macchinari e persone;
e) calore sensibile e latente dovuto a infiltrazioni di aria fredda e secca dall'esterno.

I carichi a) ed e) sono sempre negativi; gli altri sono sempre positivi.

Ai carichi termici suddetti si deve aggiungere il calore corrispondente al trattamento dell'aria di ricambio.

(14) Con il termine "esterno" si intendono sia l'atmosfera esterna sia i locali adiacenti all'ambiente considerato.

Esaminiamo ora le modalità di valutazione dei singoli carichi termici, non senza precisare che – in proposito – basterebbe riferirsi alla norma UNI 10344-93 ("Riscaldamento degli edifici: calcolo del fabbisogno di energia").

Calore scambiato con l'esterno per trasmissione

Il calore scambiato con l'esterno per trasmissione è quello che passa attraverso pareti, finestre e coperture; tale calore è imputabile alla differenza di temperatura fra l'ambiente in esame e l'esterno.

La valutazione di tale quantità può essere effettuata con la formula:

(44.3) $$Q = S K (t_a - t_e)$$

dove:
Q = quantità di calore attraversante le strutture (kW);
S = superficie dell'elemento strutturale in esame (m^2);
K = coefficiente totale di trasmissione, funzione della natura e dello spessore dell'elemento ($W/m^2 \cdot °C$); la tab. 44.VI fornisce i valori di K per alcuni tipi di parete;
t_a = temperatura dell'aria ambiente (°C);
t_e = temperatura esterna (°C).

Calore per radiazione solare

Il calcolo del calore trasmesso verso l'interno da un elemento esposto ai raggi solari (la cui superficie esterna viene riscaldata per irraggiamento) deve tener conto dei seguenti fattori principali:
- natura, spessore e capacità termica dell'elemento;
- qualità e colore della superficie esposta ai raggi;
- orientamento rispetto ai punti cardinali;
- inclinazione rispetto alla verticale;
- latitudine della località;
- data, ora e giorno;
- temperatura e velocità dell'aria esterna;
- trasparenza dell'atmosfera;
- presenza di edifici od altri ostacoli prospicienti (agli effetti delle ombre provocate e del calore riflesso).

Il calcolo matematico dell'entrata di calore per irraggiamento solare è molto complesso, per la difficoltà di conoscere, in sede di progetto, tutti i suddetti fattori con sufficiente approssimazione. Peraltro, la già citata norma UNI 10344 e specifici programmi di calcolo consentono di valutare l'apporto energetico dovuto alla radiazione solare con sufficiente approssimazione. Si ricorda che le norme UNI 10349-94 e 8477-83 riportano i valori della irradiazione solare rispettivamente su superfici orizzontali e non, nelle varie località italiane e per ogni mese dell'anno. A titolo esplicativo, si riporta una modalità di valutazione della radiazione solare.

La tab. 44.VII indica le quantità di calore proiettate dal sole su 1 m^2 di parete (opaca o vetrata, verticale od orizzontale), con differenti esposizioni ed alle diverse ore di un giorno d'estate e uno d'inverno. In base a tali quantità è possibile calcolare

Tabella 44.VI – Coefficiente totale K di trasmissione termica di alcuni elementi di parete.

Muro di mattoni pieni intonacato su 2 lati

(K in W/m² °C)	Spessore muro cm			
	12	25	38	50
Muro esterno K =	2,4	1,7	1,3	1,1
Muro interno K =	2,2	1,5	1,2	1,0

Muro di mattoni forati intonacato su 2 lati

(K in W/m² °C)	Spessore muro cm		
	8	12	25
Muro esterno K =	–	2,0	1,3
Muro interno K =	2,4	1,9	1,2

Muro esterno di mattoni forati con camera d'aria di 5 cm intonacato su 2 lati

(K in W/m² °C)	Spessore muro cm		
	25	38	50
Muro esterno K =	1,40	1,10	0,90

Muro esterno di cemento

(K in W/m² °C)	Spessore muro cm			
	20	30	40	50
Muro esterno K =	2,3	2,1	1,9	1,7

Serramenti esterni in legno	(K in W/m² °C)
Finestra con telaio in legno con vetro semplice	5
Finestra con telaio in legno con vetro doppio (*)	4,5
Finestra con telaio in legno con doppio vetro	2,5
Porta con vetro semplice	5
Porta con vetro doppio (*)	4,5
Porta con doppio vetro	2,5
Finestra con telaio in acciaio e vetro semplice	6
Finestra con telaio in acciaio e vetro doppio (*)	5
Doppia finestra	2

(*) Cioè di spessore circa doppio del vetro semplice.

Tabella 44.VII – Quantità di calore proiettate dal sole su 1 m² di superficie verticale od orizzontale (W/m²).

Coordinata geografica	ORA SOLARE	GIORNO 21 GIUGNO – Esposizione delle superficie					GIORNO 21 DICEMBRE – Esposizione della superficie				
		verticale				orizzontale	verticale				orizzontale
		N	E	S	O		N	E	S	O	
Latitudine 30° Nord	6	90	295	15	15	50	0	0	0	0	0
	7	80	425	30	30	165	0	0	0	0	0
	8	50	440	35	30	355	10	250	175	10	50
	9	40	390	40	40	490	25	285	305	25	175
	10	40	265	40	40	590	30	220	385	30	265
	11	40	120	50	40	650	35	90	430	35	330
	12	40	40	60	40	680	35	35	445	35	355
	13	40	40	50	120	650	35	35	430	90	330
	14	40	40	40	265	590	30	30	385	220	265
	15	40	40	40	390	490	25	25	305	285	175
	16	50	35	35	440	355	10	10	175	250	50
	17	80	30	30	425	165	0	0	0	0	0
	18	90	15	15	295	50	0	0	0	0	0
Latitudine 40° Nord	6	90	345	20	20	85	0	0	0	0	0
	7	55	440	30	30	225	0	0	0	0	0
	8	35	440	30	30	365	5	195	140	5	20
	9	35	385	50	35	485	20	235	270	20	90
	10	40	260	95	40	570	25	185	365	25	150
	11	40	120	120	40	630	30	85	430	30	210
	12	40	40	150	40	645	30	30	450	30	230
	13	40	40	120	120	630	30	30	430	85	210
	14	40	40	95	260	570	25	25	365	185	150
	15	35	35	50	385	485	20	20	270	235	90
	16	35	35	35	440	365	5	5	140	195	20
	17	55	30	30	440	225	0	0	0	0	0
	18	90	20	20	345	85	0	0	0	0	0
Latitudine 45° Nord	6	85	360	20	20	105	0	0	0	0	0
	7	45	440	30	30	230	0	0	0	0	0
	8	35	440	40	35	365	5	100	70	5	10
	9	35	380	80	35	480	15	155	180	15	50
	10	40	255	140	40	555	20	155	315	20	100
	11	40	115	180	40	605	25	75	395	25	150
	12	40	40	200	40	620	25	25	415	25	170
	13	40	40	180	115	605	25	25	395	75	150
	14	40	40	140	260	555	20	20	315	155	100
	15	35	35	80	380	480	15	15	180	155	50
	16	35	35	40	440	365	5	5	70	100	10
	17	45	30	30	440	230	0	0	0	0	0
	18	85	20	20	360	105	0	0	0	0	0

N.B.: La radiazione solare per l'esposizione Nord è essenzialmente costituita dalla radiazione diffusa, pressoché costante nel corso della giornata. Per tutte le esposizioni, i valori della tabella includono tanto la radiazione diffusa quanto la radiazione diretta.

il valore della radiazione solare R_i su una superficie inclinata (fig. 44.18) con la formula:

(44.4) $$R_i = R_o \cos\alpha + R_v \operatorname{sen}\alpha$$

nella quale:

R_o = radiazione sulla superficie orizzontale (W/m^2);

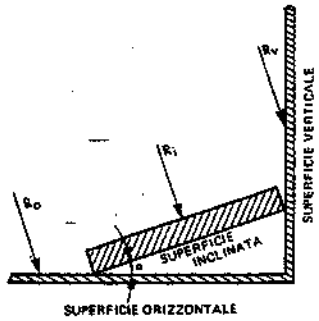
R_v = radiazione sulla superficie verticale avente lo stesso orientamento della superficie inclinata (W/m^2);

α = angolo della superficie inclinata sull'orizzontale.

Nel caso di pareti opache, la quantità di radiazione assorbita dipende dalla natura e dal colore della superficie esposta, mentre la percentuale del calore assorbito che viene trasmessa all'interno dipende dal coefficiente di trasmissione K.

Quest'ultima quantità è valutabile con la formula:

(44.5) $$R_p = a\,K\,R_i\,S_p$$



R_i = radiazione sulla superficie inclinata avente lo stesso orientamento della superficie verticale.

Fig. 44.18 – Valore della radiazione solare su una superficie inclinata.

dove:

R_p = quantità di calore entrante dalla parete nell'ambiente per effetto della radiazione solare (W);

a = coefficiente di assorbimento (tab. 44.VIII);

K = coefficiente di trasmissione, in $W/m^2 \cdot °C$ (tab. 44.VI);

R_i = calore proiettato dal sole (tab. 44.VII);

S_p = superficie dell'elemento (m^2).

Nel caso di superfici trasparenti (vetrate e finestre), solo una piccola percentuale del calore di radiazione viene riflessa od assorbita dalle superfici stesse; le quali, pur essendo esposte al sole, subiscono un riscaldamento minimo rispetto all'aria esterna. I raggi solari, attraverso vetrate trasparenti non protette da schermi, trasferiscono nell'ambiente, in media, il 95% del calore di radiazione. Questa percentuale si riduce se i vetri sono assorbenti oppure sono protetti da schermi (avvolgibili, tende, frangisole, ecc.) posti all'esterno.

Per tali superfici, si applica la formula:

(44.6) $$R_t = c\,R_i\,S_t$$

Tabella 44.VIII – Coefficienti di assorbimento della radiazione solare per pareti opache.

Superficie esposte alla radiazione		Coefficiente a
Molto chiara:	sup. color bianco, avorio, azzurro chiaro	0,017
Chiara:	cemento naturale, intonaco chiaro; superficie color grigio, giallo, verde, azzurro	0,030
Scura:	Lavagna, asfalto, tegole, mattoni, marmo scuro; sup. color bruno, rosso, blu, verde scuro	0,035
Molto scura:	sup. color nero, blu scuro	0,042

nella quale:

R_t = quantità di calore proveniente all'ambiente dalla superficie trasparente (W);

c = coefficiente di correzione che tiene conto della natura della vetrata e della eventuale protezione (tab. 44.IX);

R_i = calore proveniente dal sole (tab. 44.VII);

S_t = superficie trasparente (m^2).

Il calcolo della potenza frigorigena necessaria per il condizionamento di un fabbricato non deve considerare la somma dei carichi termici massimi relativi a ciascuna orientazione, ma la somma dei valori contemporanei. Ciò per due motivi:

1) i valori massimi dei carichi per le varie orientazioni si verificano in ore diverse;

2) l'irraggiamento solare sulle pareti opache viene trasmesso all'interno del fabbricato in entità e con ritardi variabili a seconda delle capacità termiche delle pareti (15), le quali dapprima accumulano e poi trasmettono calore, anche dopo che la radiazione solare è cessata (v. capitolo 13 § 4C).

Tabella 44.IX – Coefficienti di correzione della radiazione solare per diversi tipi di protezione delle superfici trasparenti.

Tipo di protezione	Coefficiente c
a) Vetro ordinario senza protezione	0,95
b) Vetro assorbente senza protezione (mediamente)	0,75
c) Vetro doppio senza protez.	0,90
d) Vetro verniciato scuro	0,50
e) Veneziana interna con lamelle orizzontali a 45°, color medio	0,65
f) Veneziana esterna con lamelle orizzontali a 45°, color medio	0,25
g) Tenda esterna color medio, abbassata tutta	0,25
h) Tenda esterna color medio, abbassata a metà	0,45

N.B.: Nel caso di vetro con veneziana o tendaggio, il coefficiente globale c si ottiene moltiplicando il valore di a, b, c, d (a seconda del tipo di vetro) per l'adeguato valore di e, f, g, h.

Pertanto, il calore complessivo apportato durante un'intera giornata dalla radiazione solare in un edificio avente più esposizioni, è la somma del calore che, pur in diverse ore, attraversa ciascuna parete. La media oraria risulta quindi notevolmente inferiore alla somma delle massime radiazioni orarie per ciascuna parete esposta.

Calore endogeno

Un altro fattore che interviene nel calcolo dei fabbisogni termici è il calore prodotto da persone, motori, macchinari, corpi illuminanti presenti o funzionanti nei singoli locali, nonché da processi tecnologici.

La tab. 44.I fornisce il calore sensibile e latente emanato dalle persone. Tale calore costituisce una componente favorevole nella fase di riscaldamento e sfavorevole nella fase di raffreddamento; in pratica, però, il calore dovuto alle persone viene considerato solo in estate.

(15) La tab. 44.X fornisce alcuni valori del ritardo nella trasmissione di calore dall'esterno all'interno. Le radiazioni attraverso le superfici trasparenti subiscono ritardi ben inferiori a quelli delle pareti, perché gli oggetti (pavimento, impianti) riscaldati dalla radiazione cedono poi calore per convezione. Il calore di radiazione proveniente dalle pareti opache e quello proveniente dalle pareti trasparenti risultano sfasati nel tempo. L'ASHRAE fornisce dati in merito.

Il calore emanato dagli apparecchi di illuminazione dipende dalla quantità di energia assorbita dagli stessi. Il diagramma di fig. 42.2 consente di risalire all'energia assorbita da un impianto di illuminazione in funzione del tipo di lampade e dei lumen richiesti.

La tab. 44.XI fornisce le quantità di calore prodotte da motori, macchinari ed apparecchiature diverse.

Il calore proveniente da lavorazioni tecnologiche deve essere valutato caso per caso. Esso comprende:

- il calore eventualmente apportato nell'ambiente dai materiali in lavorazione aventi temperatura più elevata rispetto all'ambiente o assorbito dagli stessi se la loro temperatura è più bassa;
- il calore prodotto da eventuali reazioni esotermiche o assorbito da reazioni endotermiche.

Il calore latente è dovuto all'umidità prodotta da persone e all'umidità prodotta o sottratta da materiali e lavorazioni. La già citata tab. 44.I fornisce il calore latente mediamente emanato da una persona impegnata in diverse attività: com'è noto, tale calore latente è correlato all'umidità prodotta in base all'espressione

Tabella 44.X – Tempi di ritardo nella trasmissione del calore di radiazione solare attraverso pareti opache verso l'interno dei locali (valori indicativi).

Tipo di parete	h di ritardo
Parete in cemento armato spess. 15 cm	3
Parete in cemento armato spess. 15 cm isolata con uno strato di:	
– sughero (1) spess. 5 cm	7
– poliuretano (2) spess. 5 cm	4
– lana minerale (3) spess. 5 cm	4,5
Soletta in cemento armato spess. 40 cm isolata con uno strato di sughero spess. 5 cm	18
Muro in mattoni pieni spess. 50 cm	10
Lamiera con pannello di	
– sughero (1) spess. 10 cm	7
– poliuretano (2) spess. 10 cm	1,5
– lana minerale (3) spess. 10 cm	3
Tavolato in legno spess. 5 cm	1,5

(1) Sughero	massa volumica	100÷110 kg/m³
	calore specifico	2 kJ / kg °C
	conduttività termica	0,040 W/m °C
(2) Poliuretano	massa volumica	30÷40 kg/m³
	calore specifico	0,8÷1,2 kJ / kg °C
	conduttività termica	0,023 W/m °C
(3) Lana minerale in pannelli semirigidi	massa volumica	100 kg/m³
	calore specifico	0,75 kJ / kg °C
	conduttività termica	0,046 W/m °C

(44.7) $$\text{calore latente} = 2450\ U \quad (kJ/h)$$

dove:

U = vapore prodotto in kg/h;

2450 kJ/kg = calore di vaporizzazione dell'acqua alla temperatura di 20°C.

L'umidità connessa alle lavorazioni (ad esempio, essiccazione di un prodotto, evaporazione da bagni di trattamento, perdite di vapore) deve essere valutata caso per caso, in base alle caratteristiche dei cicli tecnologici.

Ricambio dell'aria

Negli ambienti condizionati, si tende a tenere chiusi i locali, specie verso l'esterno, anche per evitare sprechi energetici. Però, la presenza di persone e di lavorazioni provoca delle variazioni nella composizione dell'aria, con aumento di gas, vapori, polveri ed odori: ne consegue una produzione di "aria viziata", causa di disagio o addirittura di danno alle persone.

Generalmente il fenomeno è tale da esigere un rinnovo (*ricambio*) dell'aria ambiente, in modo da mantenere entro valori accettabili il tasso di inquinamento.

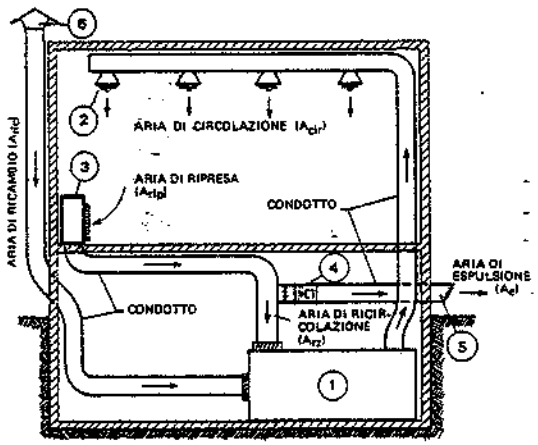
Con riferimento allo schema di fig. 44.19 si definiscono, per un certo ambiente:

- *aria di circolazione*, l'aria immessa, dopo il trattamento nell'unità di trattamento, per mantenere le condizioni termoigrometriche richieste;
- *aria di ricambio*, la quota parte di aria di circolazione prelevata all'esterno prima del trattamento;
- *aria di ricircolazione*, la quota parte di aria di circolazione prelevata dall'ambiente, inviata all'unità di trattamento e sovente depurata (16);
- *aria di espulsione*, l'aria evacuata all'esterno, equivalente alla portata d'aria di ricambio.

L'aria di ricambio deve essere trattata termicamente e, dopo l'impiego, viene espulsa, con evidente dispendio di energia, per cui risulta conveniente contenere al massimo la relativa portata.

Tabella 44.XI – Quantità di calore prodotte da sorgenti diverse.

Sorgente di calore	kW	
	sensibile	latente
Riscaldatori a resistenza elettrica e motori elettrici (per kW assorbito)	1	0
Macchinario (per kW meccanico al giunto con il motore)	1	0
Fiamme libere a gas naturale (per Nm³ di gas consumato)	10	1
Tavola calda per mensa (al m² di superficie)	1	1



1. Mobile di trattamento aria - 2. Diffusore d'aria nell'ambiente - 3. Mobiletto con bocchetta di ripresa d'aria dall'ambiente - 4. Elettroventilatore di espulsione aria - 5. Bocca di espulsione aria - 6. Bocca presa aria esterna di ricambio.

$$A_{cir} = A_{ric} + A_{rz}$$
$$A_{rip} \leq A_{cir}$$
$$A_e \leq A_{ric} \quad (1)$$

(1) Le disuguaglianze si verificano allorché parte dell'aria di circolazione viene evacuata direttamente dall'ambiente attraverso serramenti o impianti di aspirazione dall'ambiente stesso.

Fig. 44.19 – Denominazioni con cui si individuano i vari tipi di aria relativi ad un impianto di ventilazione.

(16) La depurazione dell'aria è richiesta da esigenze igieniche e, in proposito, è opportuno seguire le indicazioni fornite dalle normative in materia: in genere, non dovrebbe essere reimmessa aria contenente inquinanti in quantità superiore ai limiti massimi ammessi nell'ambiente.

Il valore ottimale della portata d'aria di ricambio dipende da vari fattori, quali: il tipo di lavorazione, la densità delle persone, la destinazione del locale.

Alcuni processi tecnologici richiedono portate d'aria di ricambio prestabilite, tali cioè da mantenere entro limiti accettabili i tassi di inquinamento provocati dai processi stessi.

A titolo di esempio, si riporta la valutazione dei ricambi d'aria in un locale dove avvengono operazioni di saldatura a punti. In tale locale, avente una superficie di 225 m² ed altezza 9 m, vengono effettuati ogni ora 158.000 punti di saldatura, suddivisi in:

49.000 punti normali su lamiera pulita (1° tipo di saldatura);
18.000 punti su lamiera di forte spessore (2° tipo di saldatura);
57.000 punti su lamiera oliata (3° tipo di saldatura);
34.000 punti su lamiera con zincrometal (4° tipo di saldatura).

Il volume minimo di aria occorrente per diluire l'inquinamento al di sotto del livello critico è dato da:

$$(44.8) \qquad Q_0 = 10 \sum_{i=1}^{n} G_i \left(\frac{x_{1i}}{X_1} + \frac{x_{2i}}{X_2} + \ldots + \frac{x_{ri}}{X_r} \right)$$

dove:
Q_0 = m³/h di aria diluente;
i (variabile da 1 a n) = tipo di punto di saldatura (nell'esempio, n = 4);
G_i = peso in grammi degli effluenti prodotti in un'ora dal tipo di punto i;
r = numero delle specie chimiche inquinanti;
$x_{1i}, x_{2i}, \ldots, x_{ri}$ = percentuale in peso delle varie specie inquinanti presenti in ciascun effluente i;
$X_{1, 2, \ldots r}$ = concentrazione limite nell'ambiente dei vari inquinanti.

Sostituendo, si ottiene Q_0 = 2770 m³/h.

L'efficienza della diluizione è funzione del tipo di impianto di immissione ed estrazione dell'aria: un valore correntemente utilizzato è 0,5. Adottando tale valore nel caso preso ad esempio, si ottiene:

$$\text{volume di aria richiesta: } \frac{Q_0}{0{,}5} = 5540 \text{ m}^3/\text{h}$$

Il numero dei ricambi di aria, definito come:

$$\frac{\text{volume aria richiesto ogni ora in m}^3}{\text{volume del locale in m}^3}$$

risulta essere:

$$\frac{5540}{225 \cdot 9} = 2{,}7 \text{ ricambi / ora.}$$

In altri casi, la portata dipende dalla quantità di aria estratta dagli impianti tecnologici, aria che deve essere ovviamente reintegrata.

Quando i processi tecnologici non sono inquinanti o non sottraggono aria all'ambiente, si deve solo tenere conto del rinnovo necessario per mantenere condizioni igienico-ambientali accettabili. La tab. 44.III fornisce i quantitativi di aria di ricambio da prevedere in tali casi (17).

Il ricambio dell'aria comporta un carico termico il cui valore è dato dalla:

$$(44.9) \qquad q = \frac{Q_r}{v}(h_e - h_i) \quad (W)$$

dove:
Q_r = portata d'aria di ricambio (m³/h);
v = volume specifico dell'aria (m³/kg): si assume mediamente v = 0,83;
h_e, h_i = entalpia dell'aria rispettivamente alle condizioni esterne e interne (kJ/kg).

I valori dell'entalpia devono essere riferiti alle condizioni di temperatura e di umidità dell'aria esterna e dell'aria ambiente (rilevabili sul diagramma di Mollier dell'aria umida); pertanto, la quantità q è variabile con le condizioni termoigrometriche esterne.

La quantità (44.9) deve essere evidentemente aggiunta ai carichi termici dianzi considerati.

Infiltrazioni di aria

In ogni locale si verificano sempre delle infiltrazioni di aria dall'esterno, che comportano la fuoriuscita di una quantità corrispondente di aria dal locale stesso.

Le infiltrazioni avvengono attraverso le fessure esistenti nei serramenti esterni o attraverso eventuali aperture praticate nelle pareti perimetrali.

La determinazione delle portate di aria di infiltrazione può essere eseguita secondo la procedura indicata nella UNI 10344.

In sintesi, la portata d'aria per infiltrazione è data da:

$$(44.10) \qquad \varphi = P_0 \cdot V \quad (m^3/h)$$

dove:
P_0 = permeabilità all'aria dell'involucro edilizio;
V = volume riscaldato o raffrescato.

44.5. TRASFORMAZIONI PRINCIPALI DELL'ARIA

Il calcolo delle portate d'aria e di alcuni fabbisogni termici occorrenti per il condizionamento degli ambienti, viene generalmente condotto con programmi di calcolo specifici o con il metodo grafico, che sovente utilizza il diagramma psicometrico t,x riportato in fig. 44.20: com'è noto, tale diagramma contiene sull'asse verticale le umidità specifiche (o assolute) e su un asse inclinato le entalpie; le isoterme sono verticali, mentre le linee ad entalpia costante coincidono con le linee ad uguale temperatura del bulbo umido.

(17) Evidentemente, se le portate d'aria di ricambio imposte dai processi tecnologici sono superiori a quelle richieste per le persone, non occorre più tenere conto di questi ultimi fabbisogni. Se invece sono minori, è necessario aumentarle fino ai valori indicati nella tab. 44.III.

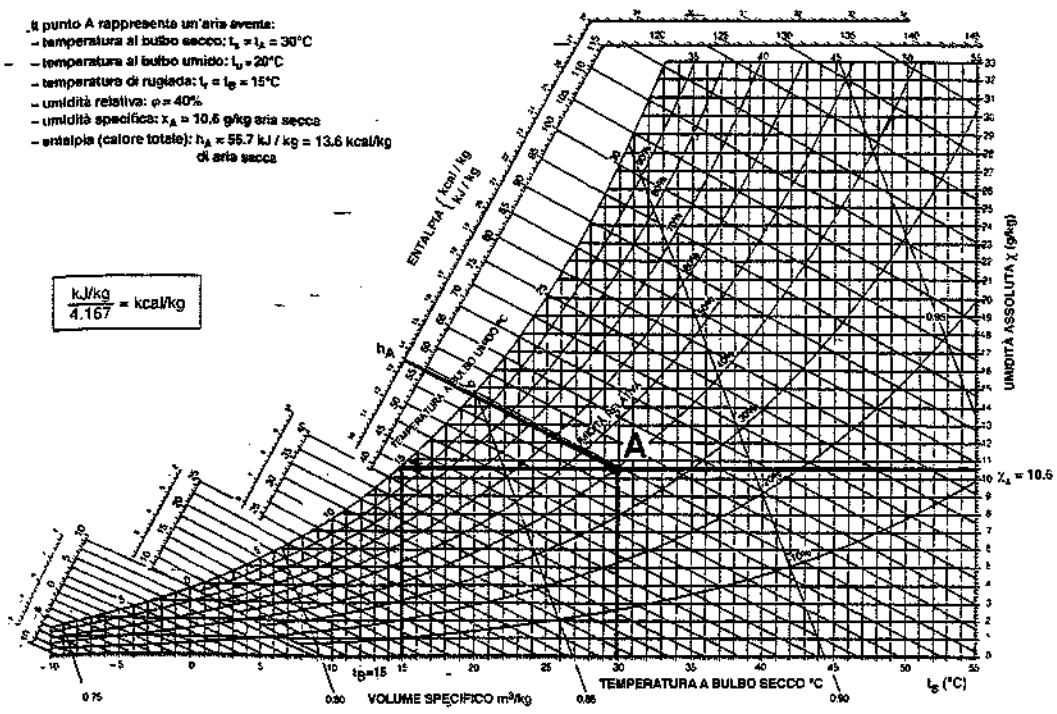


Fig. 44.20 – Diagramma psicometrico t, x dell'aria umida, per pressione atmosferica di 10^5 Pa.

Utilizziamo il suddetto diagramma per analizzare le trasformazioni dell'aria di maggiore interesse pratico.

a) *Miscela di due masse d'aria* (fig. 44.21)

La miscela di due masse d'aria rappresentate dai punti A e B conduce alla condizione M, giacente sul segmento AB, tale che le distanze da A e da B risultino inversamente proporzionali alle due masse d'aria.

b) *Riscaldamento senza umidificazione* (fig. 44.22)

Una massa d'aria nelle condizioni A, riscaldata fino alle condizioni B senza umidificazione, subisce una trasformazione rappresentata da un segmento AB orizzontale, in quanto l'umidità specifica non varia. In sostanza, diminuisce l'umidità relativa.

c) *Raffreddamento senza deumidificazione* (fig. 44.23)

È il caso inverso del precedente. La trasformazione AB è ancora raffigurata da un segmento orizzontale. L'umidità relativa aumenta. Se il raffreddamento prosegue oltre il punto B, si può raggiungere il punto C sulla curva di saturazione (φ = 100%). In C l'aria è satura di vapore acqueo.

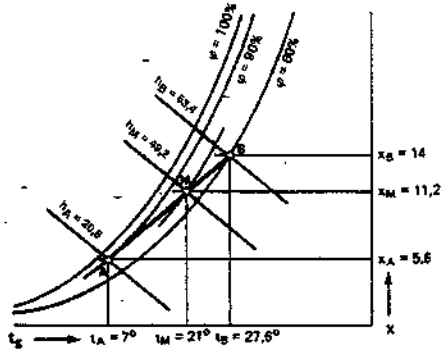


Fig. 44.21 – Miscela di due masse d'aria A e B.

d) *Umidificazione* (fig. 44.24)

L'umidificazione di una massa d'aria è ottenuta mediante acqua (in genere polverizzata finemente nell'aria) o per iniezione di vapore.

Nel primo caso, le gocce di acqua evaporano in seno all'aria assorbendo il calore di vaporizzazione. Se l'acqua spruzzata ha una temperatura pari a quella al bulbo umido (t_D) dell'aria A, la trasformazione è rappresentata dal segmento AB, dove $t_A - t_B$ misura l'abbassamento di temperatura che l'aria subisce, mentre $x_B - x_A$ indica la quantità di vapore somministrata. Tale condizione si realizza allorché l'acqua viene ricircolata nell'umidificatore (detto adiabatico). L'acqua ricircolata assume in breve una temperatura pari a t_D.

Se l'acqua spruzzata si trova a temperatura diversa da t_D (temperatura al bulbo umido dell'aria da trattare), per esempio a t'_D o t''_D, la trasformazione che l'aria subisce non segue più una isoentalpica, ma è rappresentata da una linea come AD' (acqua più calda di t_D) o AD'' (acqua più fredda di t_D).

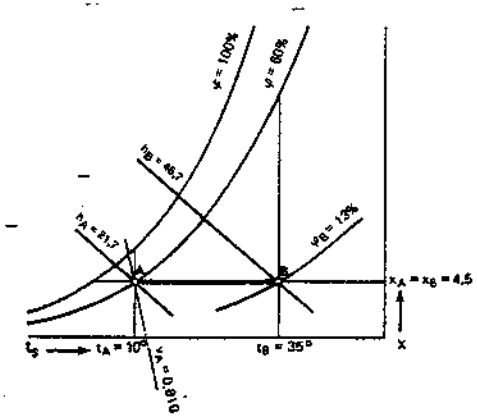


Fig. 44.22 – Riscaldamento senza umidificazione di una massa d'aria.

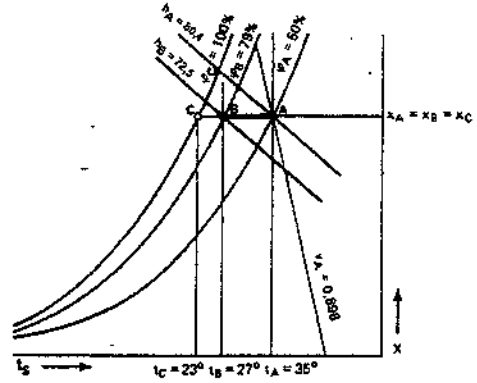


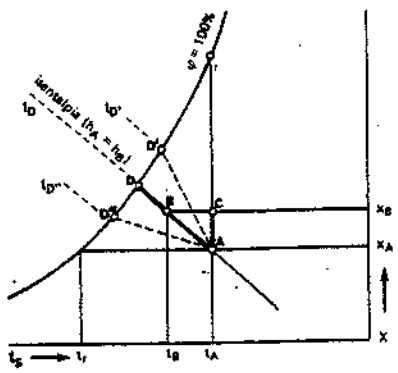
Fig. 44.23 – Riscaldamento senza deumidificazione di una massa d'aria.

Se l'umidificazione dell'aria avviene per iniezione di vapore anziché di gocce d'acqua, l'aria non perde calore sensibile per la vaporizzazione dell'acqua e la trasformazione che essa subisce è in ogni caso prossima ad una isoterma (trasformazione AC).

e) *Riscaldamento con umidificazione* (fig. 44.25)

Siano A e B i punti iniziale e finale della trasformazione. Il processo può essere attuato in due stadi: dapprima con un riscaldamento a umidità specifica costante fino al punto C, ove passa la isoentalpica per B; quindi, con umidificazione (a mezzo di umidificatore adiabatico) lungo la isoentalpica CB.

La trasformazione può avvenire anche nel seguente modo: riscaldamento, ad umidità specifica costante, fino al punto D; umidificazione fino a saturazione (punto



t_D = temperatura al bulbo umido di A o temperatura di saturazione.

Fig. 44.24 – Umidificazione di una massa d'aria.

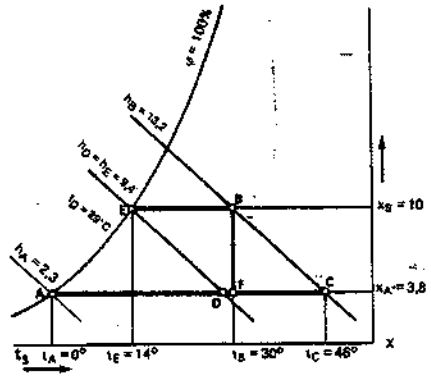


Fig. 44.25 – Riscaldamento con umidificazione di una massa d'aria.

E); riscaldamento ad umidità specifica costante (segmento EB). Il preriscaldamento è regolato dalla temperatura del bulbo umido in D, che è la stessa del punto E e coincide con la temperatura di rugiada del punto B finale.

Se l'umidificazione è ottenuta per iniezione di vapore, si realizza la trasformazione AFB.

f) *Raffreddamento con deumidificazione* (fig. 44.26)

Siano A e B i punti iniziale e finale della trasformazione. La deumidificazione potrebbe essere realizzata mediante materiali assorbenti, il cui impiego però è assai limitato. Di preferenza, si deumidifica l'aria facendole lambire una parete fredda a temperatura inferiore al punto di rugiada. Sottraendo calore, l'aria si raffredda ad umidità specifica costante e la sua temperatura si abbassa fino al punto di rugiada (punto C).

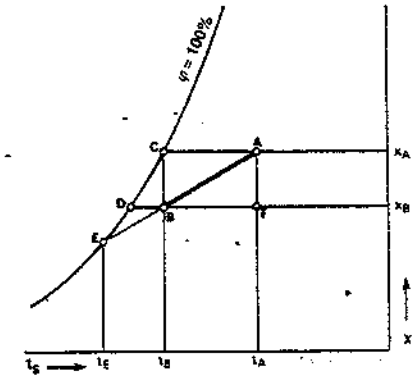


Fig. 44.26 – Raffreddamento con deumidificazione di una massa d'aria.

Un ulteriore abbassamento della temperatura comporta una deumidificazione, rappresentata in diagramma dal trattamento CD lungo la curva a umidità relativa 100%. Un successivo riscaldamento (con umidità specifica costante) porta l'aria nella condizione voluta (punto B).

In pratica, tuttavia, i fenomeni non si sviluppano nel modo descritto. Le batterie raffreddanti sono costituite da tubi alettati percorsi all'interno dal liquido refrigerante e lambiti all'esterno dall'aria da raffreddare. Di tutta l'aria fluente, solo una parte viene a contatto della superficie fredda, si raffredda e si deumidifica fino alla temperatura di questa (t_E), restando nella teorica condizione di saturazione (punto E). L'altra parte dell'aria non viene a contatto della superficie ed esce dalla batteria in condizioni prossime a quelle di ingresso (punto A).

L'aria uscente risulta pertanto una miscela delle due quantità ed il suo punto rappresentativo si trova sulla congiungente i punti A ed E. La posizione del punto B dipende dal fattore di by-pass, definito dal rapporto fra la portata d'aria che non lambisce la superficie e la portata totale dell'aria attraversante la batteria.

Ovviamente, la temperatura t_E della superficie della batteria deve essere tanto più bassa quanto più si deve deumidificare l'aria.

44.6. TIPI DI IMPIANTI

Gli impianti di condizionamento adottati in pratica sono in genere classificati in base al tipo di fluido vettore (transfer) impiegato per il trasporto nell'ambiente dell'energia termica necessaria per il riscaldamento e/o il raffrescamento dell'aria interna all'ambiente stesso.

Tabella 44.XII – Classificazione degli impianti di condizionamento in base al transfer impiegato.

Impianti ad aria (l'aria è il solo transfer impiegato)	A) per una sola zona B) multizone C) a doppio condotto
Impianti ad aria-acqua (impiegano aria ed acqua come transfer del calore e/o del freddo)	D) a ventiloconvettori a 2 o 4 tubi, con aria di ricambio E) ad induzione a 2 o 4 tubi
Impianti ad acqua (l'acqua è il solo transfer impiegato)	F) a soli ventiloconvettori a 2 o 4 tubi
Impianti a condizionatori autonomi	(*)

(*) Questi impianti sono costituiti da uno o più mobili, ciascuno dei quali racchiude tutti i componenti, ad eccezione del generatore di calore.

Si distinguono i tipi di impianti di cui alla tab. 44.XII.

Gli impianti ad aria A e B possono essere:

- a portata costante: la regolazione della quantità di calore introdotta negli ambienti è ottenuta mediante variazione della temperatura dell'aria immessa;
- a temperatura costante: la regolazione della quantità di calore introdotta negli ambienti è ottenuta mediante variazione della portata dell'aria immessa;
- a bassa pressione: adottano velocità massime dell'aria nei condotti di distribuzione inferiori a 10 m/s e sfruttano differenze di temperatura fra l'aria immessa e l'aria ambiente di 6°÷12°C;
- ad alta pressione: adottano velocità massime dell'aria nei condotti principali comprese fra 10 e 20 m/s e sfruttano differenze di temperatura fra l'aria immessa e l'aria ambiente di 12°÷16°C.

Prima di esaminare le principali caratteristiche dei vari tipi di impianto contraddi-

stinti con le lettere A-B-C-D-E-F nella tab. 44.XII, è opportuno precisare il significato di "zona di un edificio".

I vari locali di un edificio possono differire tra di loro per:

a. l'orientamento (influisce sui carichi per radiazione solare);
b. l'ubicazione (influisce sui carichi per trasmissione);
c. i carichi endogeni e relativi andamenti nel tempo;
d. l'affollamento;
e. le ombre portate dagli edifici prospicienti (influiscono sui carichi per radiazione solare);
f. le condizioni termoigrometriche ambientali.

Un sistema di condizionamento deve mantenere, in ogni locale, le condizioni termoigrometriche richieste, quali che siano i carichi termici dovuti alle voci sopra elencate.

Per tale motivo, un edificio deve necessariamente essere suddiviso in vari gruppi di locali, chiamati *zone*, ciascuna delle quali è costituita da locali aventi all'incirca le stesse condizioni a ÷ f.

Una zona può anche essere costituita da un solo locale.

Locali o gruppi di locali che differiscano tra di loro per una qualsiasi delle condizioni a ÷ f devono appartenere a zone diverse.

Deve essere possibile regolare le condizioni termoigrometriche di ciascuna zona indipendentemente dalle altre zone; essa quindi deve essere dotata di un proprio impianto, o parte di impianto, atto a mantenere tali condizioni.

Le caratteristiche delle zone condizionano il tipo di impianto da adottare. È opportuno limitare il numero delle zone al minimo, accettando eventualmente modeste variazioni delle condizioni termoigrometriche ambientali rispetto a quelle di progetto, al fine di semplificare il sistema di condizionamento e quindi il suo costo.

Le zone possono essere distinte in due tipi fondamentali:

- zone interne, caratterizzate da un carico termico complessivo sempre positivo (cioè in tali zone entra calore) e quasi uniforme nel tempo;
- zone esterne o perimetrali, caratterizzate da carichi termici variabili continuamente nel tempo, i quali possono essere positivi o negativi a seconda delle mutevoli condizioni esterne ed interne (carichi endogeni ed affollamento).

Le zone interne sono generalmente alimentate da un impianto di condizionamento indipendente da quello delle altre zone.

La suddivisione di un edificio in zone è una fase importante della progettazione di un sistema di condizionamento, in quanto condiziona le prestazioni ottenibili ed i costi di impianto e di esercizio.

Illustriamo ora brevemente i tipi di impianto sopra citati.

Nella fig. 44.27 è schematizzato un impianto ad aria per una sola zona (contrassegnato con la lettera A nella tab. 44.XII).

Tale impianto, detto anche impianto centralizzato di condizionamento, può essere considerato l'impianto base del trattamento dell'aria, in quanto da esso hanno avuto origine tutti gli altri tipi di impianto.

Esso è essenzialmente costituito da:

- una unità atta a sottoporre l'aria ai vari trattamenti richiesti (v. § 44.3);
- una rete di canali per:
  - l'aspirazione dell'aria dall'esterno e dai vari locali (aria di ricircolo) sino all'unità di trattamento;
  - la distribuzione nei vari locali dell'aria trattata;

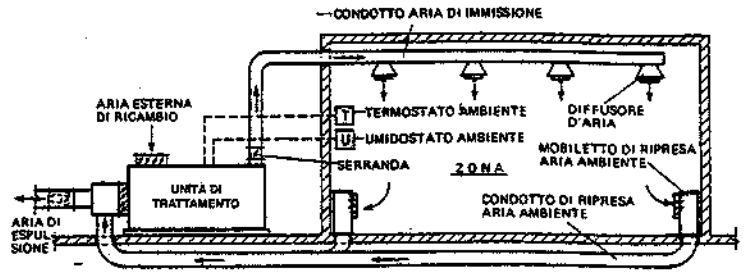


Fig. 44.27 – Impianto centralizzato di condizionamento tipo "all aria" per una sola zona.

- un complesso di apparecchiature per la produzione e l'alimentazione dei transfer necessari alle varie sezioni dell'unità di trattamento.

I condotti di distribuzione sono muniti di diffusori (bocchette, anemostati, ecc.) per l'immissione dell'aria negli ambienti.

Come già detto, le batterie di riscaldamento e di raffreddamento sono di solito alimentate con acqua, rispettivamente calda (60°÷150°C) e fredda (5°÷12°C).

Alcuni dei suddetti trattamenti dell'aria possono essere tralasciati, in base alle esigenze termiche della zona.

La regolazione delle condizioni termoigrometriche ambientali dell'intera zona è ottenuta a mezzo di un sistema di regolazione automatica, comandato da termostati ed umidostati.

L'impianto centralizzato suddetto permette di realizzare nella zona servita le condizioni termoigrometriche richieste, anche con tolleranze molto ristrette. Esso è particolarmente adatto per:

- sale pubbliche (di spettacolo, riunione);
- locali con periodi di occupazione brevi;
- locali destinati a lavori di precisione;
- impianto base di trattamento dell'aria primaria per gli impianti a doppio condotto e ad aria-acqua.

Quando le zone sono più d'una, si può ricorrere all'impianto ad aria tipo *multizone* (voce B della tab. 44.XII). Questo impianto è costituito dagli stessi elementi che compongono l'impianto unizona, vale a dire:

- una unità di trattamento;
- una rete di canali d'aria con diffusori;
- un complesso di apparecchiature per i transfer.

La rete di distribuzione dell'aria è però suddivisa in varie sottoreti, destinate caduna a servire una zona.

Ogni sottorete ha origine dal condizionatore, il quale deve pertanto essere dotato di una apposita sezione, posta a valle di quella ventilante, munita di tante bocche con serrande, quante sono le sottoreti.

L'impianto multizone può essere:

B_1) a portata costante con variazione di temperatura (18);
B_2) a temperatura costante con variazione di portata (19).

(18) Questo impianto è anche chiamato *a tutt'aria con postriscaldamento di zona*.
(19) Questo impianto è sovente indicato con il termine VAV (*Variable Air Volume*).

Nelle figg. 44.28 e 44.29 sono schematizzati gli impianti B_1 e B_2.

L'impianto B_1 raffredda e deumidifica centralmente l'intera portata d'aria, in modo sufficiente per soddisfare la zona con maggiore carico termico positivo.

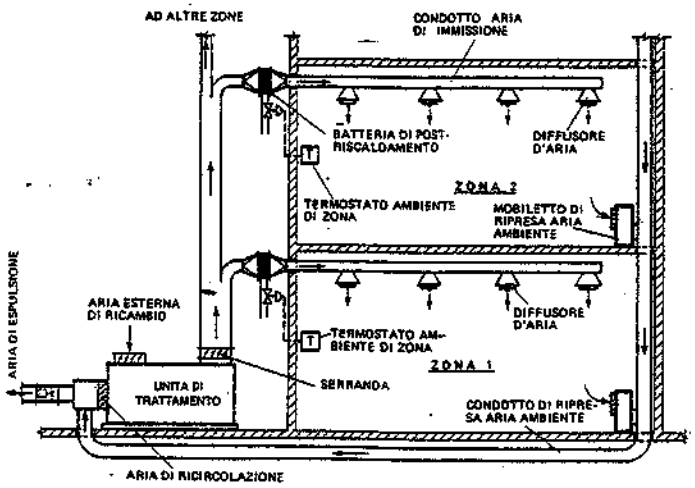


Fig. 44.28 – Impianto centralizzato di condizionamento tipo "ad aria multizone" con variazione della temperatura dell'aria trattata.

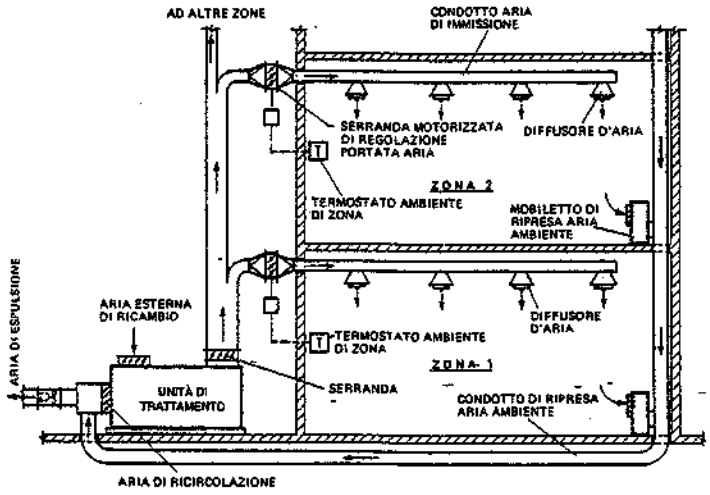


Fig. 44.29 – Impianto centralizzato di condizionamento tipo "ad aria multizone" con variazione della portata dell'aria trattata.

Dopo tale trattamento di raffreddamento/deumidificazione, l'aria viene inviata, a mezzo delle sottoreti, alle varie zone.

Ogni sottorete è dotata di una batteria di postriscaldamento, atta a mantenere la temperatura ambiente nella zona corrispondente; la quantità di calore ceduta dalla batteria di postriscaldamento è modulata automaticamente a mezzo di un gruppo di regolazione pilotato da un termostato ambiente di zona.

L'impianto B_1 può essere privo di dispositivi di umidificazione invernale, per cui esso consente di mantenere in zona la temperatura di progetto ed una umidità non controllata.

L'impianto B_2 effettua tutti i trattamenti estivi/invernali sull'intera portata d'aria tenendo conto delle condizioni termiche contemporanee più gravose.

L'aria uscente dalla unità di trattamento centralizzata viene inviata, a mezzo delle sottoreti, alle varie zone.

Ogni sottorete è dotata di una serranda motorizzata con motorino a funzionamento modulante comandato dal termostato ambiente di zona; la portata di aria (e quindi la quantità di calore) introdotta nella zona è regolata dal termostato stesso in modo da mantenere la temperatura ambiente richiesta.

L'impianto multizone trova soprattutto applicazione nei grandi magazzini di vendita, nelle sale di spettacolo, nei fabbricati uffici con grandi saloni.

Esso presenta i seguenti inconvenienti:

- non risulta flessibile in caso di ampliamenti, in quanto è praticamente impossibile aggiungere una zona se ciò non è stato preventivamente programmato;
- il numero delle zone servibili è sempre limitato, a causa dell'ingombro dei condotti che partono dal condizionatore;
- non permette di riscaldare e raffreddare contemporaneamente i locali appartenenti a zone diverse, come può eventualmente accadere nei fabbricati moderni a bassa inerzia termica, nei quali, a volte, in giornate serene invernali, si deve allo stesso tempo riscaldare le zone non soleggiate e raffreddare le zone soleggiate e/o affollate.

Per evitare i suddetti inconvenienti, sono stati introdotti degli impianti a funzionamento molto elastico, caratterizzati da una regolazione rapida, quali gli impianti:

C) a doppio condotto;
D) a ventiloconvettori a 4 tubi;
E) ad induzione a 4 tubi;
F) a portata e temperatura d'aria variabili.

Nella fig. 44.30 è schematizzato un impianto ad aria a doppio condotto.

In tale impianto, l'intera portata di aria è trattata centralmente e distribuita alle varie zone mediante due condotti paralleli: uno convogliante aria fredda a 10°÷13°C, l'altro aria calda a 25°÷30°C.

I due condotti alimentano, in corrispondenza di ogni zona, un erogatore, chiamato *cassetta di miscelazione*, avente il compito di miscelare l'aria fredda e l'aria calda in proporzioni tali da ottenere un'aria risultante capace di compensare il carico termico della zona stessa e quindi di mantenere la temperatura ambiente richiesta.

La regolazione della miscela delle due arie viene realizzata a mezzo di un termostato ambiente, sistemato in un qualsiasi locale della zona e agente su un servomotore che comanda due serrande poste nella cassetta in corrispondenza delle bocche di entrata dei due condotti.

L'aria miscelata uscente dalla cassetta viene distribuita nei vari locali della zona a mezzo di una rete di canali con diffusori, percorsi da aria a bassa velocità.

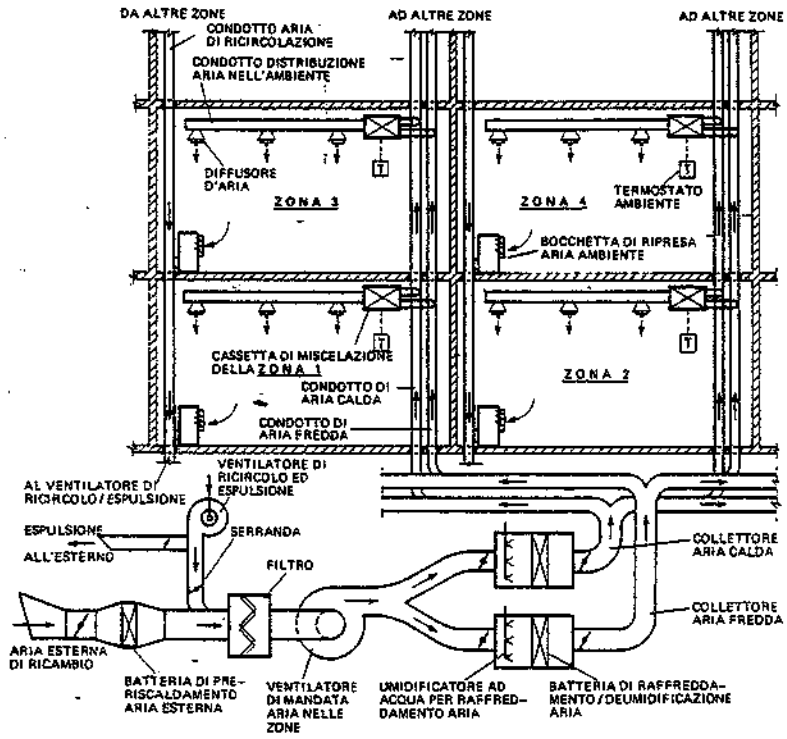


Fig. 44.30 – Impianto di condizionamento a doppio condotto: soluzione economica.

La versione più diffusa dell'impianto suddetto è quella che adotta alte velocità nei due condotti di distribuzione dell'aria primaria fredda e calda, al fine di ridurre gli ingombri dei canali principali. In tal caso, come già detto in precedenza, ogni cassetta è dotata di dispositivi per:

- la riduzione dell'alta pressione esistente nei condotti (soprattutto in vicinanza della unità di trattamento dell'aria);
- il mantenimento della costanza della portata d'aria alimentante la zona, nonostante la variabilità delle pressioni nei condotti dovuta alle variazioni nel tempo delle portate di aria passanti nei condotti stessi.

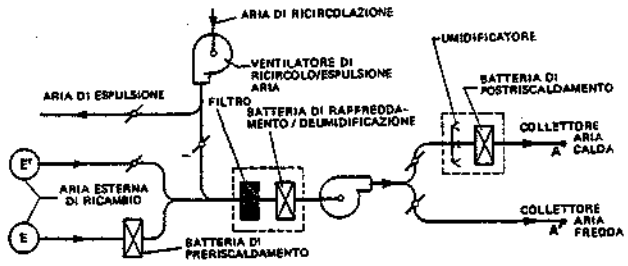
L'impianto a doppio condotto presenta i seguenti inconvenienti:

- non garantisce un controllo preciso dell'umidità ambiente;
- comporta una perdita di energia dovuta alla miscelazione.

Gli impianti descritti nelle figure 44.(27-28-29-30) sono adatti a grandi ambienti (industriali e non), mentre gli impianti a ventiloconvettori descritti nelle figure 44.(32-33-34) sono adatti ad ambienti civili o industriali con altezza ≤ 5 m, di non grandi dimensioni e che richiedano uno stretto controllo dei parametri termoigrometrici, della velocità dell'aria e del livello sonoro.

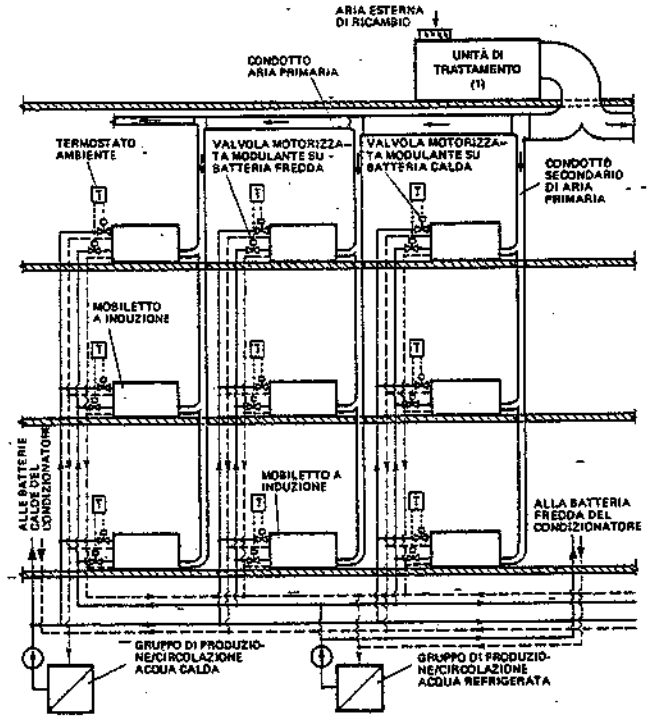
Oltre allo schema indicato nella fig. 44.31, ne sono stati proposti altri, più complessi, ma atti ad assicurare un controllo più preciso dell'umidità relativa ambiente.

Nella fig. 44.32 è schematizzato un sistema ad induzione a 4 tubi.



N.B.: La presa E di aria esterna è sempre aperta in quanto fornisce il fabbisogno minimo di aria di ricambio. La presa E' viene aperta automaticamente, in base alla temperatura dell'aria esterna, allorché è possibile usufruire dell'aria stessa per il raffrescamento. L'impianto di distribuzione dell'aria trattata alle varie zone, a partire dai punti A–A', è analogo a quello indicato in fig. 44.30.

Fig. 44.31 – Impianto di condizionamento a doppio condotto: soluzione adatta per un migliore controllo dell'umidità ambiente. Schema della centralina di trattamento dell'aria.



(1) L'unità di trattamento può essere installata, oltre che sulla copertura, a piano terra, nell'interrato o su un piano intermedio.

Fig. 44.32 – Impianto di condizionamento ad induzione a 4 tubi.

Esso è essenzialmente costituito da:

a) un impianto ad aria tipo unizona, avente lo scopo di trattare opportunamente e distribuire l'aria di ventilazione primaria, prelevata dall'esterno;

b) un impianto con condizionatori ad induzione (induttori) a doppia batteria (calda e fredda);

c) un impianto di produzione e distribuzione dell'acqua calda e fredda necessaria per l'alimentazione degli impianti a) e b).

Gli induttori sono sistemati nei vari locali, in numero e caratteristiche dipendenti dai carichi termici dei locali stessi.

Ogni induttore corrisponde ad una zona e deve essere continuamente alimentato con tre fluidi:

- aria primaria, la quale, oltre ad apportare l'aria di ricambio, costituisce il fluido motore capace di far funzionare l'induttore;
- acqua fredda con temperatura di mandata di circa 10°C, circolante nella batteria fredda;
- acqua calda con temperatura di mandata di circa 50°C, circolante nella batteria calda.

Ogni induttore deve quindi essere allacciato a tre reti:

- rete di canali per la distribuzione dell'aria primaria;
- rete di tubazioni dell'acqua fredda (2 tubi di allacciamento);
- rete di tubazioni dell'acqua calda (2 tubi di allacciamento).

Per tale motivo l'impianto viene denominato "a 4 tubi".

L'aria primaria è distribuita direttamente ai vari induttori ad alte velocità e pressione.

Nell'induttore l'aria primaria entra in un plenum isolato acusticamente per attenuare il rumore dovuto alle alte velocità nei condotti.

Il plenum è dotato di una serranda di taratura della portata d'aria e di ugelli eiettori: fuoriuscendo da tali ugelli l'aria primaria genera una depressione che richiama una determinata quantità di aria ambiente (aria secondaria) attraverso le batterie calda e fredda; la miscela di aria primaria e secondaria viene poi distribuita nell'ambiente tramite una bocchetta.

Il rapporto tra le portate di aria primaria e secondaria è normalmente compreso tra 1:3 e 1:6.

L'aria secondaria è pertanto riscaldata o raffreddata, durante il passaggio attraverso le batterie, a seconda che circoli l'acqua calda o fredda nelle batterie stesse.

Evidentemente il gruppo di regolazione della temperatura ambiente deve essere in grado di impedire che le due acque fluiscano contemporaneamente nelle batterie, al fine di evitare perdite di energia.

La pressione utile per la ricircolazione dell'aria secondaria è modesta, per cui è opportuno ridurre al massimo le resistenze attraverso il circuito dell'aria secondaria stessa (filtro + batteria calda + batteria fredda). Ciò si ottiene soprattutto evitando che l'umidità sviluppata nell'ambiente si condensi sulla batteria fredda, con conseguente intasamento della batteria stessa per l'impasto della polvere sulla superficie umida.

Quest'ultimo inconveniente viene evitato effettuando la deumidificazione dell'aria primaria nell'unità di trattamento centralizzata ed alimentando la batteria fredda con acqua a temperatura maggiore di 10°C (cioè con temperatura superiore alla temperatura di rugiada dell'aria ambiente).

La regolazione delle condizioni termoigrometriche ambientali è affidata separatamente ai due impianti a e b:

- la temperatura viene regolata da un termostato ambiente mediante la variazione delle portate d'acqua calda o fredda attraversanti le batterie degli induttori;
- l'umidità relativa è regolata centralmente mediante opportuni trattamenti dell'aria primaria.

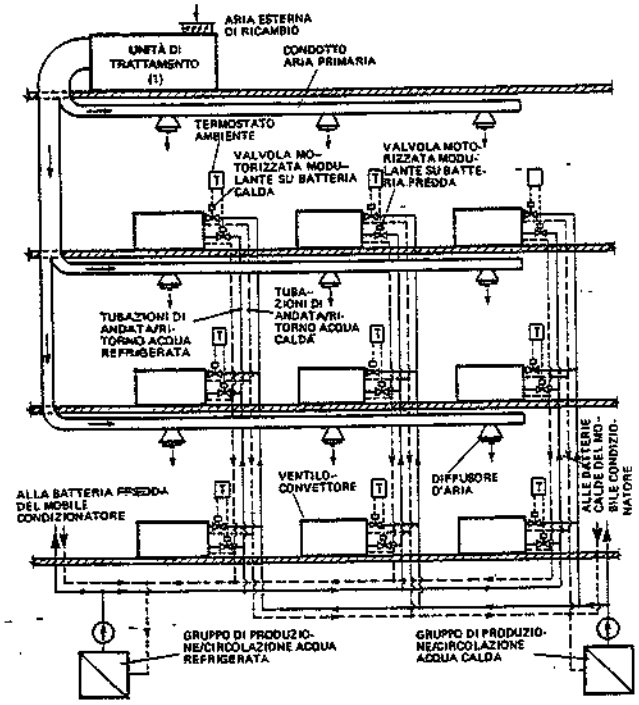
Il ricambio dell'aria ambiente è realizzato a mezzo dell'impianto di aria primaria.

Sovente, oltre al suddetto sistema ad induzione a 4 tubi, viene pure adottato il sistema ad induzione a 2 tubi.

Il principio di funzionamento è analogo, ma nel sistema a 2 tubi ogni induttore è dotato di una sola batteria, percorsa da acqua calda nella stagione di riscaldamento e da acqua fredda nella stagione di raffrescamento.

La regolazione delle quantità di calore cedute (o sottratte) dalla batteria dell'induttore è affidata ad una valvola motorizzata, installata sulla tubazione dell'acqua e comandata da un termostato ambiente.

La temperatura atmosferica esterna, alla quale si deve effettuare la sostituzione dell'acqua calda con la fredda (o viceversa) è chiamata temperatura di commutazione.



(1) L'unità di trattamento può essere installata, oltre che sulla copertura, a piano terra, nell'interrato o su un piano intermedio.

Fig. 44.33 – Impianto di condizionamento a ventiloconvettori a 4 tubi.

I fluidi prodotti nell'unità di trattamento ed inviati nei vari locali sono rispettivamente:

nella stagione fredda:
- aria primaria a circa 10°C;
- acqua calda a 50°÷60°C;

nella stagione calda:
- aria primaria a circa 15°C;
- acqua fredda a 10°÷12°C.

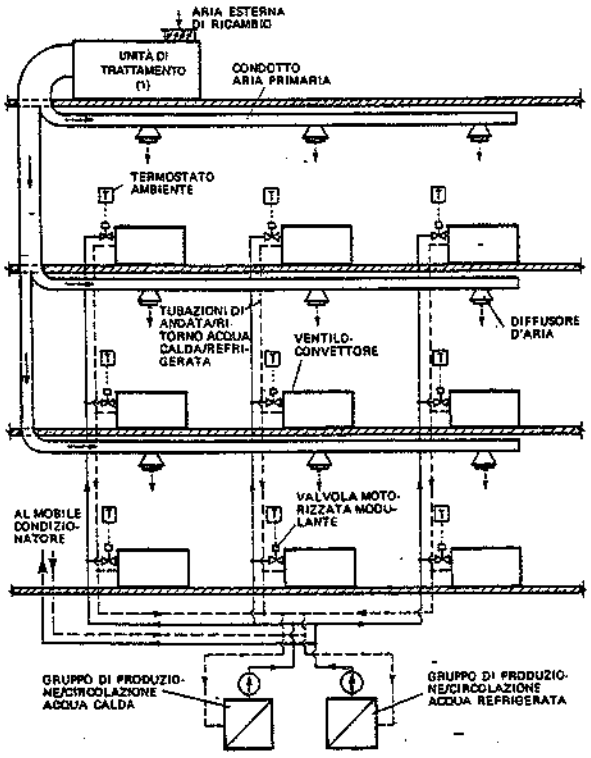
Risulta quindi che nella stagione fredda l'impianto è in grado sia di riscaldare (per la presenza dell'acqua calda nella batteria) sia di raffrescare (per la immissione nei locali di aria primaria a circa 10°C, cioè a temperatura inferiore a quella dell'aria ambiente).

Allorché, al cambiare dei carichi termici esterni, l'impianto non può più mantenere (entro certe tolleranze prefissate) le condizioni ambientali richieste, si deve effettuare la commutazione dell'acqua calda con quella fredda.

Il sistema ad induzione a 2 tubi rappresenta una semplificazione tecnica ed economica rispetto a quello a 4 tubi.

Esso però non è adatto a soddisfare le esigenze di un fabbricato con molte zone.

Nelle figg. 44.33 e 44.34 sono rispettivamente schematizzati un sistema a ventiloconvettori a 4 tubi ed un sistema a 2 tubi, entrambi con impianti per l'aria di ricambio.



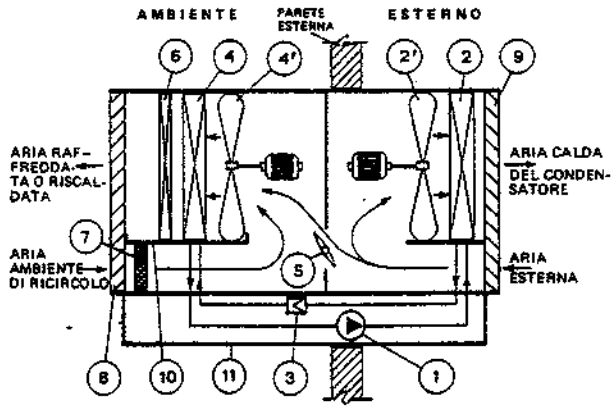
(1) L'unità di trattamento può essere installata, oltre che sulla copertura, a piano terra, nell'interrato o su un piano intermedio.

Fig. 44.34 – Impianto di condizionamento a ventiloconvettori a 2 tubi.

Tali sistemi sono analoghi, come costituzione e prestazioni, a quelli corrispondenti ad induzione, con le seguenti differenze:
- gli induttori ad una o due batterie sono sostituiti da ventiloconvettori ad una o due batterie;
- l'aria primaria, specie nei locali di media altezza (come quelli commerciali), viene talvolta distribuita nei locali a mezzo di diffusori anziché attraverso i ventiloconvettori;
- l'impianto a ventiloconvettori è completamente indipendente dall'impianto di trattamento dell'aria primaria, per cui è possibile installare in un fabbricato il solo impianto a ventiloconvettori senza il corrispondente impianto di aria primaria.

Quest'ultima soluzione viene adottata nei casi in cui le esigenze economiche prevalgono su quelle tecniche.

In fig. 44.35 è rappresentato lo schema di un condizionatore autonomo da finestra. Trattasi di un apparecchio contenente nel suo involucro: un gruppo frigorigeno, gli eventuali elementi riscaldanti funzionanti con energia elettrica o con qualsiasi fluido caldo, nonché le apparecchiature di controllo automatico della sola temperatura ambiente. Nello schema sono visibili gli elementi fondamentali del circuito frigorigeno: l'evaporatore con il ventilatore per il ricircolo dell'aria ambiente; il condensatore con il ventilatore per la circolazione dell'aria esterna che raffredda il condensatore stesso; il compressore del freon; la valvola per regolare la differenza di pressione fra condensatore ed evaporatore.



1. Elettrocompressore frigorifero - 2. Batteria condensante (condensatore) - 2'. Elettroventilatore di 2 - 3. Valvola riduttrice di pressione - 4. Batteria di raffreddamento (evaporatore) - 4'. Elettroventilatore di 4. - 5. Serranda di regolazione dell'aria esterna di ricambio - 6. Batteria riscaldante elettrica - 7. Filtro aria - 8. Bocchetta di mandata/ricircolazione aria in ambiente - 9. Bocca di presa/espulsione aria esterna - 10. Bacinella di raccolta acque di condensa prodotta sulla batteria 4 - 11. Involucro in lamiera.
2 + 2' = Condensatore del gruppo frigorifero;
4 + 4' = Evaporatore del gruppo frigorifero.

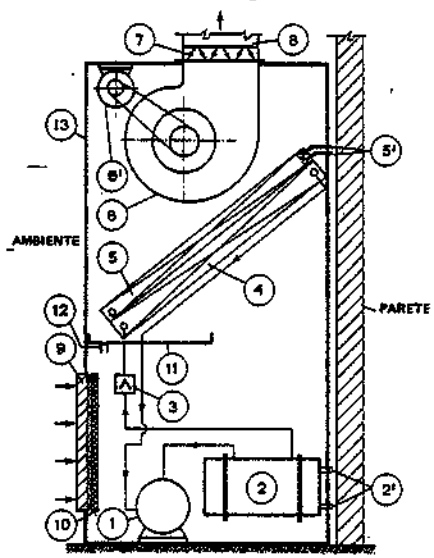
Fig. 44.35 – Schema di un condizionatore autonomo da finestra.

L'aria di condensazione deve essere prelevata e scaricata all'esterno.

Talora, il gruppo è diviso in due parti: la prima, contenente l'evaporatore e l'elettroventilatore di circolazione dell'aria, è posta nell'ambiente; l'altra, contenente il gruppo motocompressore, il condensatore e l'elettroventilatore, è sistemata all'ester-

no dell'ambiente. Le due parti sono collegate tra di loro dalle tubazioni per la ricircolazione del freon.

Il condensatore può anche essere raffreddato con acqua anziché con aria (fig. 44.36); in questo caso, esso non è più costituito da una batteria con elettroventilatore, ma da uno scambiatore di calore tubolare. I gruppi con condensatori ad acqua hanno una potenza da 2 a 70 kW e sono sistemati dentro armadi, per cui essi sono anche denominati *condizionatori autonomi ad armadio*. Tali condizionatori sono generalmente dotati di batterie riscaldanti (elettriche o ad acqua calda) e di canali per la distribuzione dell'aria trattata nell'ambiente.



1. Elettrocompressore frigorifero - 2. Condensatore ad acqua - 2'. Tronchetti per allacciamento del condensatore alla rete dell'acqua industriale - 3. Valvola riduttrice di pressione - 4. Batteria di raffreddamento aria (evaporatore) - 5. Batteria riscaldante (elettrica o ad acqua calda) - 5'. Tronchetti per allacciamento (eventuale) della batteria 5 alla rete di acqua calda - 6. Ventilatore di circolazione aria - 6'. Motore elettrico del ventilatore 6 - 7. Serranda di regolazione della portata d'aria - 8. Bocca di mandata aria (eventualmente mediante condotto) - 9. Bocchetta di ricircolazione aria dall'ambiente - 10. Filtro dell'aria - 11. Bacinella di raccolta acqua di condensa prodotta sulla batteria 4 - 12. Scarico condensa (in fognatura) - 13. Involucro in lamiera.

Fig. 44.36 – Schema di un condizionatore autonomo da finestra.

La fig. 44.37 riporta il layout della centrale di un impianto di condizionamento a ventiloconvettori con aria di ricambio.

Tale centrale comprende tre sottocentrali: termica, frigorigena, di ventilazione.

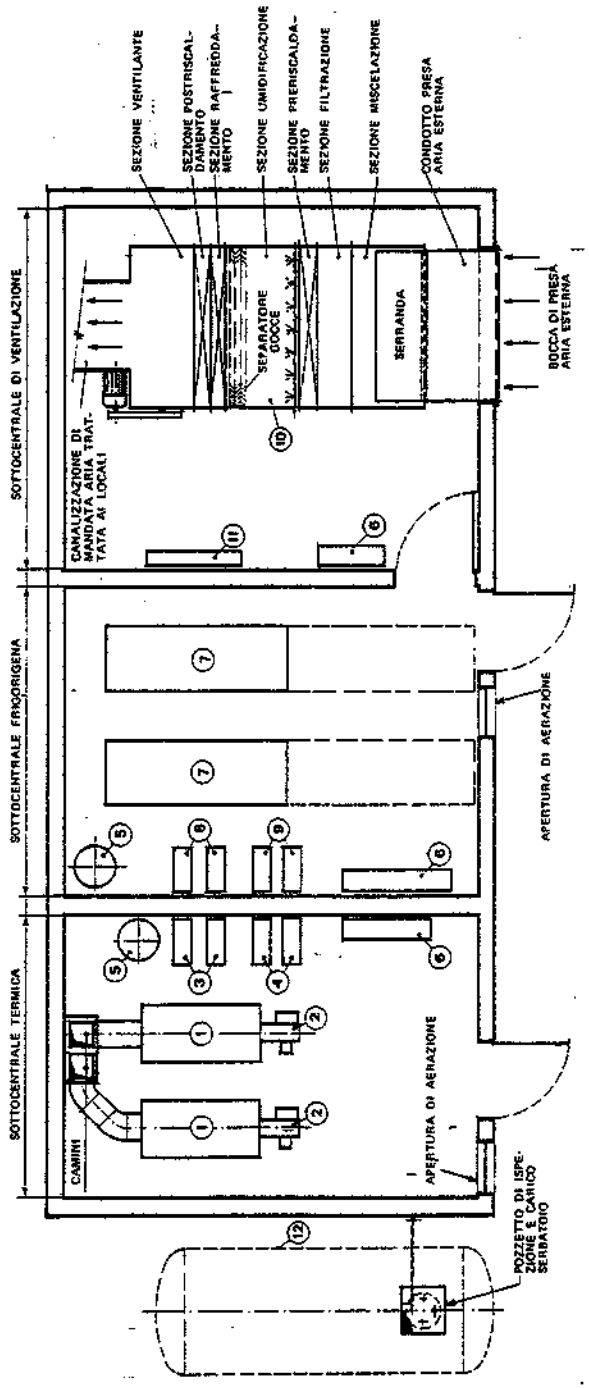
Per motivi di sicurezza (prevenzione incendio e scoppio), la centrale termica deve essere isolata con un muro tagliafuoco dagli altri locali.

Nella centrale termica sono visibili i seguenti elementi fondamentali:

- le caldaie con i bruciatori ed i camini, per la produzione del fluido caldo (per esempio, acqua calda a 65°C);
- il serbatoio di espansione dell'acqua calda;
- le due coppie di elettropompe per la circolazione dell'acqua calda nei due circuiti di utenze (circuito ventiloconvettori e circuito condizionatore);
- il quadro per le apparecchiature elettriche di protezione e manovra dei vari motori;
- il serbatoio interrato per il combustibile liquido, all'esterno del fabbricato.

Nella centrale frigorigena sono visibili:

- i gruppi refrigeratori d'acqua;
- le elettropompe di circolazione dell'acqua refrigerata nei due circuiti suddetti;
- il serbatoio di espansione per l'acqua refrigerata;
- il quadro per le apparecchiature elettriche di protezione e manovra dei vari motori.



1. Caldaia - 2. Bruciatore di gasolio - 3. Elettropompa di circolazione acqua calda nel condizionatore - 4. Elettropompa di circolazione acqua calda nel circuito dei ventiloconvettori - 5. Serbatoio d'espansione - 6. Quadro elettrico - 7. Gruppo frigorigeno - 8. Elettropompe di circolazione acqua refrigerata nei condizionatore - 9. Elettropompe di circolazione dell'acqua refrigerata nel circuito dei ventiloconvettori - 10. Condizionatore aria - 11. Quadro per sistema di regolazioni automatiche - 12. Serbatoio interrato del combustibile (gasolio).

N.B. – Posizione e superficie delle porte e delle aperture di ventilazione, nonché la resistenza al fuoco delle strutture devono rispettare la normativa antincendio.

Fig. 44.37 – Centrale di condizionamento per un impianto a ventiloconvettori con aria di ricambio.

La centrale di ventilazione comprende:
- il condizionatore d'aria;
- il sistema di regolazione automatica per il controllo delle condizioni termoigrometriche dell'aria trattata nel condizionatore;
- il quadro per le apparecchiature elettriche di protezione e manovra dei vari motori.

Nelle tre sottocentrali i vari elementi devono essere opportunamente distanziati tra di loro e dalle pareti per permettere la circolazione attorno ad essi e quindi facilitare la manutenzione ordinaria (pulizia filtri, pulizia batterie) e straordinaria (sostituzione cuscinetti e parti varie di ricambio, riparazione batterie avariate, ecc.): su tre lati lo spazio minimo deve essere di 60 cm, mentre sul quarto lato deve essere previsto uno spazio maggiore per le operazioni di controllo e di manovra.

Le sottocentrali termica e frigorigena devono essere aerate al fine di evacuare nel primo caso i gas di combustione, nel secondo i vapori di freon che possono eventualmente sfuggire dai frigoriferi.

44.7. BIBLIOGRAFIA

American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. *Guide and Data Book*, New York, ASHRAE Inc.
Trane, *Air conditioning manual*, La Crosse (Wisconsin), The Trane Company.
Carrier, *Data Book*, New York, Carrier Corporation.
R. Jorgensen, *Fan Engineering*, Buffalo, Buffalo Forge Company.
C. Rumor e G. Strohmenger, *Riscaldamento, Ventilazione, Condizionamento, Impianti sanitari*, Milano, Hoepli.
C. Pizzetti, *Condizionamento dell'aria e refrigerazione*, Milano, Tamburini.
N. Zamuner, *Principi del condizionamento dell'aria*, Milano, Allegretti Di Campi.
Riello Condizionatori, *Introduzione al condizionamento dell'aria*, Verona, Bevilacqua.
Fläkt, *Cataloghi tecnici*.

45. Inquinamento dell'aria, impianti di aspirazione e depurazione

45.1. GENERALITÀ

Le emissioni atmosferiche o polluzioni (1) sono sostanze inquinanti prodotte – in particolare – nelle lavorazioni industriali ed introdotte nell'atmosfera tramite un effluente gassoso. Esse sono classificabili – in base al loro stato fisico – in:
- solide;
- liquide;
- gassose.

Le emissioni solide si identificano nelle polveri costituite da particelle di dimensioni variabili dal campo submicroscopico al campo visivo, le quali si originano nelle lavorazioni di materiali solidi (quali macinazione, frantumazione, classificazione), nei trattamenti termici (i gas uscenti da forni ed essiccatoi contengono polveri in quantità più o meno rilevanti), in molti processi meccanici (per esempio, molatura), nella combustione di materiali organici (idrocarburi, oli, legno, ecc.) i cui fumi trascinano particelle solide, come cenere e carbone totalmente o parzialmente incombusto.

Le emissioni liquide sono costituite da nebbie, ossia da sospensioni di minutissime goccioline di dimensioni microscopiche o submicroscopiche, prodotte da fenomeni di distillazione, condensazione, ossidazione (fusione di metalli, reazioni chimiche).

Le emissioni gassose sono sostanze aeriformi ovvero vapori inquinanti sviluppati per ebollizione o evaporazione di liquidi o per sublimazione di solidi, non comprese tra i normali componenti dell'aria o che ne alterano la normale composizione.

Altri inquinanti, se pure meno nocivi, presentano proprietà irritanti che cagionano infiammazioni delle mucose, specie delle vie respiratorie (polvere di silice libera e

(1) Il termine *polluzione* (dal latino *"polluere"*, insozzare, macchiare) è sovente impiegato come sinonimo di "inquinamento", "contaminazione" e, per estensione, anche di "agente o prodotto inquinante", soprattutto per l'influsso della letteratura tecnica di lingua inglese, che usa correntemente il termine *"pollution"*.

di amianto): il contatto prolungato con tali polveri determina vere e proprie malattie professionali denominate pneumoconiosi (silicosi, asbestosi, ecc.). A loro volta, le polveri di cromati alcalini, di fluoruri, dell'antracene, dell'anilina, del piombo e di altre sostanze sono all'origine di processi infiammatori della cute (dermatiti professionali quali eczemi, discromie, distrofie ed anche neoplasie).

Ricordiamo ancora le polveri radioattive e quelle allergizzanti (in particolare, le emissioni di cotone, lino e canapa). Queste ultime possono dar luogo ad allergie, fra le quali la più temuta è l'asma bronchiale, pericoloso stadio che può preludere alla bronchite cronica e all'enfisema polmonare.

Da parte loro, polluzioni di carbone, ferro, barite, carborundum ed altre sostanze cosiddette inerti provocano depositi e stratificazioni nell'apparato respiratorio, riducendone le capacità funzionali.

Se, d'altra parte, si tiene presente che una persona adulta, impegnata in un lavoro normale, respira da 7 a 10 litri d'aria al minuto, si comprende come la pericolosità delle polluzioni sia anche legata, oltre che al tipo di inquinante, alla quantità di questo presente nell'aria (ed alle dimensioni delle particelle, come vedremo fra poco).

È utile ricordare che l'aria pulita della campagna contiene 0,01÷0,04 mg/m^3 di polvere; per contro, in una zona industriale l'aria ne può contenere 1 o più mg/m^3 e dentro stabilimenti privi di impianti di depurazione si possono raggiungere concentrazioni di 40÷50 mg/m^3.

45.2. ANALISI DELLE POLLUZIONI

La pericolosità delle polluzioni atmosferiche dipende dalla composizione chimica, dalla granulometria e dalla concentrazione delle particelle.

Per quanto concerne la composizione chimica, essa è funzione della natura dei materiali da cui si originano le polluzioni e nel paragrafo precedente si è fatto cenno alla pericolosità per l'organismo umano di determinate sostanze inquinanti.

Per concentrazione di un inquinante nell'aria si intende la quantità di particelle di quell'inquinante presente nell'unità di volume di aria. La concentrazione può essere espressa in:

- mg/m^3 o μg/m^3 = massa in mg o in μg delle particelle contenute in 1 m^3 di aria;
- ppm = volume delle particelle contenute in 10^6 unità di volume;
- pp/cc = numero delle particelle contenute in 1 cm^3 di aria.

In luogo del termine *concentrazione*, la norma UNI 481-94 introduce l'espressione *particelle aerodisperse totali* e ne dà la seguente definizione: "tutte le particelle circondate da aria in un dato volume di aria".

Per quanto riguarda la *granulometria*, fra le numerose definizioni di grandezza, dimensione o diametro di una particella, si ricordano le seguenti:

- media aritmetica delle tre dimensioni della particella: lunghezza (l), larghezza (b) e spessore (s), ossia

$$d = \frac{1}{3}(l + b + s)$$

- lunghezza del lato di un cubo avente un volume approssimativamente uguale a quello della particella

$$d = \sqrt[3]{l\,b\,s}$$

In base a tali definizioni, acquista un preciso significato affermare che, per esempio, la polvere prodotta nelle lavorazioni industriali raggiunge dimensioni minime di circa 0,1-0,2 μm, mentre il limite superiore cade largamente dentro il campo visivo (ad occhio nudo); oppure che solo il 20% delle particelle è più piccolo di 1 μm, mentre la dimensione media si aggira intorno a 1,3 μm (2).

Nella tab. 45.I è riportata una classificazione granulometrica delle più diffuse emissioni atmosferiche. In particolare, essa consente di rilevare, sia pure dal solo punto di vista granulometrico, la distinzione fra polveri, fumi, gas e vapori.

A proposito dell'influenza della granulometria sulla pericolosità delle particelle costituenti una polluzione, rileviamo che:

- la maggior parte delle particelle di silice che si depositano negli alveoli polmonari hanno dimensioni medie prossime a 1 μm;
- la massima ritenzione di polvere di piombo si ha per particelle aventi dimensioni comprese fra 0,5 e 1 μm;
- la polvere di uranio è più pericolosa se le particelle hanno dimensioni di 0,45 μm.

A titolo indicativo, si può dire che la dimensione delle particelle che più facilmente si depositano negli alveoli polmonari è compresa fra 0,4 e 4 μm (fig. 45.1).

D'altra parte, è risaputo che alle particelle aventi un diametro maggiore di 5÷10 μm è impedita, dalle naturali difese dell'organismo, la penetrazione nei polmoni, mentre le particelle di dimensioni

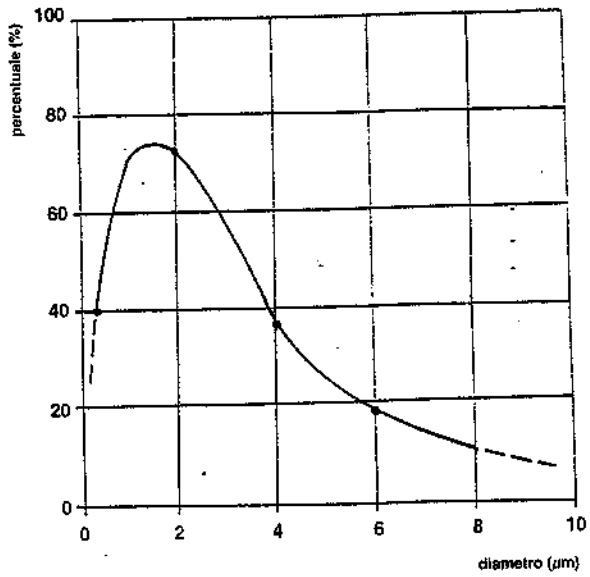
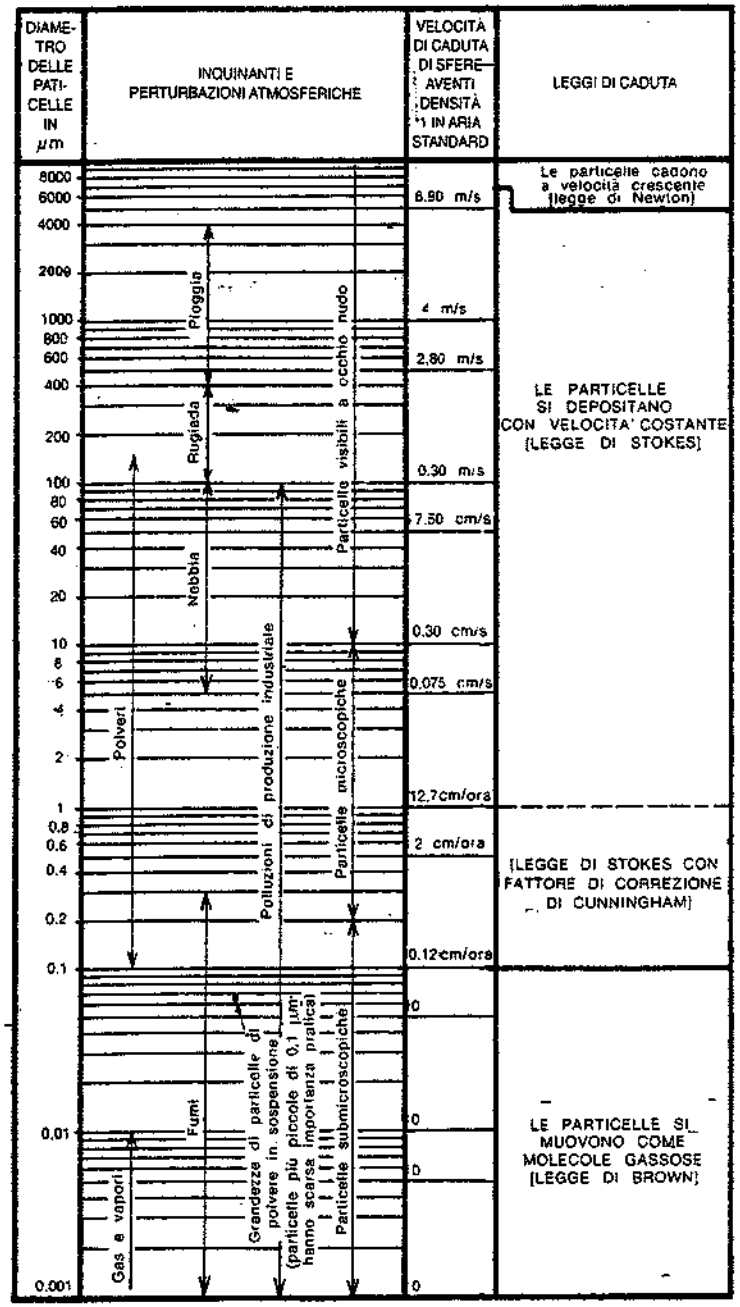


Fig. 45.1 – Curva di ritenzione polmonare.

(2) Stante la grande variabilità delle dimensioni delle particelle, appaiono evidenti le possibilità offerte dai metodi statistici per lo studio della distribuzione delle dimensioni intorno alla media. Così, l'equazione matematica che definisce la curva di densità di frequenza relativa può anche essere impiegata per individuare con quale frequenza la dimensione delle particelle di una polluzione cade in un certo intervallo. Normalmente tale curva è asimmetrica (fig. 45.2), ma può sempre essere trasformata in una curva simmetrica sostituendo alla dimensione della particella il suo logaritmo: la curva così ottenuta segue approssimativamente la curva normale di probabilità (fig. 45.3). La curva di probabilità lognormale ha un notevole interesse pratico come mezzo matematico per descrivere la distribuzione della dimensione.

Tabella 45.I – Classificazione granulometrica di inquinanti e perturbazioni atmosferici.



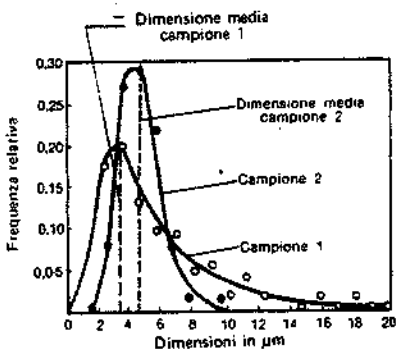


Fig. 45.2 – Curve asimmetriche di frequenza relativa della dimensione di particelle inquinanti.

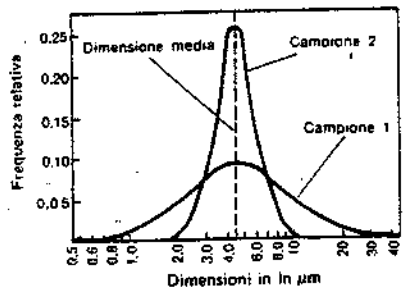


Fig. 45.3 – Curve simmetriche di frequenza relativa del logaritmo naturale della dimensione di particelle inquinanti.

inferiori a 0,1÷0,2 μm sono troppo piccole per essere trattenute nell'apparato respiratorio.

Riportiamo un esempio concreto di analisi di polveri prelevate in una fonderia e classificate nei seguenti raggruppamenti dimensionali:
- particelle > 10 μm;
- particelle 5÷10 μm;
- particelle 2÷5 μm;
- particelle < 2 μm.

La tab. 45.II fornisce le più importanti caratteristiche ponderali, numeriche e chimiche per ciascuno dei quattro raggruppamenti considerati.

Tabella 45.II – Analisi granulometrica e chimica della polvere prodotta nel reparto animisti di una fonderia di ghisa.

	Granulometria			
	> 10 μm	5÷10 μm	2÷5 μm	< 2 μm
Analisi granulometrica				
Percentuali in peso	73	13,5	7,7	5,8
Percentuali in numero	1,1	1,7	7,8	89,4
Composizione chimica (in percentuale)				
Carbone, sostanze organiche	12,0	35,7	44,4	69,9
Carbonati, ferro, ecc. (*)	6,8	9,8	12,3	13,1
Silicati	8,9	26,3	20,6	13,7
Silice libera	72,3	28,2	22,7	3,3
TOTALI	100,0	100,0	100,0	100,0

(*) Composti inorganici solubili in HCl.

Come si può rilevare, il 73% in peso della polvere è rappresentato dalle particelle più grandi di 10 μm, benché numericamente esse costituiscano soltanto l'1,1% del numero totale delle particelle. Inoltre, la composizione chimica varia notevolmente con la grandezza delle particelle.

I dati ricavati dai campioni prelevati hanno pure consentito di approntare la tab. 45.III che fornisce, per i diversi raggruppamenti, la concentrazione dei quattro componenti: particelle combustibili; composti ferrosi e inorganici; silicati; silice libera.

Tabella 45.III – Distribuzione percentuale secondo la granulometria, la composizione chimica, il peso e il numero delle particelle di polvere prodotte nel reparto animisti di una fonderia di ghisa.

	Distribuzione granulometrica					
	> 10 μm	5÷10 μm	2÷5 μm	< 2 μm	< 10 μm	Totale
Percentuali in peso						
Carbone, sostanze organiche	8,8	4,8	3,4	4,0	12,2	21,0
Carbonati, ferro, ecc. (*)	4,9	1,3	1,0	0,8	3,1	8,0
Silicati	6,4	3,6	1,6	0,8	6,0	12,4
Silice libera	52,9	3,8	1,7	0,2	5,7	58,6
TOTALI	73,0	13,5	7,7	5,8	27,0	100,0
Percentuali in numero di particelle						
Carbone, sostanze organiche	0,1	0,6	3,4	62,4	66,4	66,5
Carbonati, ferro, ecc. (*)	0,1	0,2	1,0	11,7	12,9	13,0
Silicati	0,1	0,4	1,6	12,3	14,3	14,4
Silice libera	0,8	0,5	1,8	3,0	5,3	6,1
TOTALI	1,1	1,7	7,8	89,4	98,9	100,0

(*) Composti inorganici solubili in HCl.

Dall'esame di quest'ultima tabella si perviene alla conclusione che uno studio accurato della composizione chimica delle particelle riferito alle loro dimensioni, conduce a risultati ben diversi da quelli deducibili da una considerazione globale del campione (ultima colonna della tabella).

Ne deriva l'opportunità, dianzi rilevata, di condurre sempre una preventiva, approfondita analisi delle polluzioni, sia quando si vogliono individuare le conseguenze che esse avrebbero sull'organismo umano in caso di inalazione, sia quando si devono studiare gli impianti per la loro aspirazione e depurazione.

Si ritiene infine interessante riportare alcune definizioni contenute nella sopra citata UNI EN 481-94:

- *diametro aerodinamico delle particelle*: diametro di una sfera di massa volumica 1 g·cm^{-3} con la stessa velocità terminale della particella sotto l'azione della forza gravitazionale in aria calma nelle stesse condizioni di temperatura, pressione e umidità relativa;
- *frazione inalabile*: frazione in massa delle particelle aerodisperse totali che viene inalata attraverso il naso e la bocca; tale frazione dipende dalla velocità e direzione del moto dell'aria, dalla frequenza di respirazione e da altri fattori;

- *frazione extratoracica*: frazione in massa delle particelle inalate che non penetra oltre la laringe;
- *frazione toracica*: frazione in massa delle particelle inalate che penetra oltre la laringe;
- *frazione tracheobronchiale*: frazione in massa delle particelle inalate che penetra oltre la laringe, ma che non giunge alle vie respiratorie non ciliate;
- *frazione respirabile*: frazione in massa delle particelle inalate che raggiunge le vie respiratorie non ciliate.

45.3. L'INQUINAMENTO DA EMISSIONI ODOROSE

L'odore è definito come una sensazione risultante da uno stimolo che sollecita gli organi di percezione olfattiva (3). Questi, come d'altra parte tutti gli organi di senso, sono strumenti a risposta non lineare, bensì logaritmica: ciò significa che il legame "concentrazione di sostanza odorosa-risposta sensoriale" non è di proporzionalità diretta, ma di tipo più complesso.

La rappresentazione di questo legame *(legge di Weber)* è riportata in fig. 45.4.

Come si può constatare, vi è un periodo di latenza entro il quale a stimoli crescenti non corrisponde alcuna percezione; in questa fase, evidentemente, la concentrazione molecolare della sostanza non è captata dalle cellule recettrici.

A partire da un determinato valore di stimolo, la sensazione viene percepita: questo valore costituisce la *soglia di percezione olfattiva* o, più semplicemente, la *soglia olfattiva*. Al di là di essa, piccoli incrementi di stimolo provocano forti incrementi della sensazione.

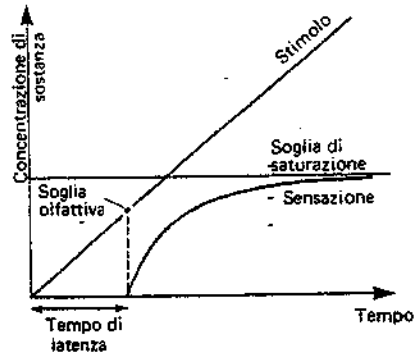


Fig. 45.4 – Rappresentazione grafica della legge di Weber.

Aumentando ulteriormente lo stimolo, le sensazioni si incrementano sempre più debolmente sino ad un certo limite, oltre il quale si mantengono pressappoco costanti: il corrispondente valore dello stimolo costituisce la *soglia di saturazione*.

Una immediata conseguenza di questo comportamento è che i sistemi di controllo di un inquinamento da sostanze odorose devono ridurre la presenza della sostanza responsabile entro il limite di soglia, in quanto riduzioni che non raggiungano tale valore portano a benefici difficilmente rilevabili e quindi insufficienti.

Il valore assoluto della soglia olfattiva per alcuni composti chimici assume un valore apprezzabile (ad esempio 40 ppm per l'acetone, 53 ppm per il metanolo); per

(3) È importante notare che solo gli aeriformi vengono rilevati dai centri di percezione: infatti, immergendo il naso in un liquido, la percezione olfattiva si annulla.

altri, particolarmente per quelli caratterizzati da un odore più aggressivo e penetrante, è molto basso; ricordiamo, a titolo di esempio:
- l'aldeide propionica, con $9 \cdot 10^{-3}$ ppm di soglia olfattiva;
- l'acrilato di etile, con $3 \cdot 10^{-4}$ ppm di soglia olfattiva;
- l'ortoiodofenolo, con $1 \cdot 10^{-6}$ ppm di soglia olfattiva.

Un altro parametro caratteristico delle emissioni odorose è *l'unità di odore*, rappresentante la diluizione che la emissione deve subire per non essere più percepita. Tale valore indica pertanto di quante volte l'emissione in esame supera la soglia olfattiva e misura la "quantità di odore" presente nell'emissione.

Nel caso di una miscela di due sostanze, ciascuna caratterizzata da un determinato valore di soglia olfattiva, la soglia risultante è definita come segue:

$$T_x = T_A + \ln [(1-x) + 2^{(T_B - T_A)} \cdot x] \tag{45.1}$$

dove:
T_x = soglia olfattiva della miscela;
T_A, T_B = soglie olfattive dei due componenti A e B;
x = frazione del componente B nella miscela.

In pratica, il termine logaritmico rappresenta l'incremento di odore del componente A dovuto alla presenza del componente B.

Per miscele di più componenti l'espressione della soglia olfattiva diviene:

$$T_x = \ln\left(\sum_1^N 2^{T_i} \cdot x_i\right) \tag{45.2}$$

nella quale N è il numero di componenti e T_i la soglia olfattiva del componente i-esimo.

Nelle (45.1) e (45.2) i valori di T non sono espressi in termini di concentrazione, bensì di unità di odore.

Le valutazioni dei parametri caratteristici di un'emissione odorosa possono essere effettuate per mezzo di una cabina olfattometrica, nella quale la sostanza viene dosata in un flusso d'aria pura in proporzioni variabili e note (fig. 45.5). L'aria così miscelata viene percepita da più soggetti, preventivamente abituati a discriminare le sensazioni odorose e a valutarne le diverse intensità.

Per quanto riguarda le fonti industriali dell'odore, si può affermare che qualsiasi attività industriale, sia di produzione che di trasformazione di materie prime, genera esalazioni.

In generale, le più rilevanti fonti di emissione odorosa si riscontrano nelle industrie:
- alimentari (composti ossigenati);
- conciarie (solfuri organici);

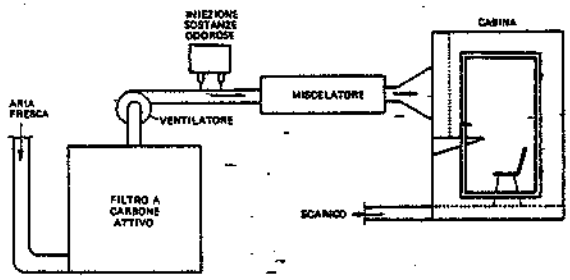


Fig. 45.5 – Schema di cabina olfattometrica.

- materie plastiche (ammine, plastificanti, solventi, aldeidi, acidi grassi, ecc.);
- fibre tessili (solfuri);
- cartarie (solfuri, mercaptani);
- meccaniche (vapori oleosi, solventi, composti ossigenati, solfuri);
- petrolchimiche e chimiche (mercaptani, piridina, ammine, composti organici ossigenati, solventi, solfuri, fenoli).

Nell'ambito dell'industria meccanica, i casi più ricorrenti di emissioni odorose vanno ricercati nelle linee di verniciatura (emissioni di acroleina, aldeidi superiori, acidi grassi, ammine, solventi), nelle lavorazioni che impiegano oli ad alta temperatura (tempra con emissione di idrocarburi e vapori oleosi) oppure in lavorazioni particolari (essiccamento anime in fonderia con emissione di fenoli) o in certi impianti di trattamento (rottura emulsioni con emissione di solfuri organici, mercaptani, ecc.).

45.4. NORMATIVA SUGLI INQUINAMENTI ATMOSFERICI

Richiamiamo innanzitutto il R.D. 27 luglio 1934, n. 1265, che suddivide le industrie insalubri (cioè producenti vapori, gas o altre esalazioni pericolose per la salute dell'uomo) in due classi: la prima comprende le industrie che devono essere isolate e tenute lontane dalle abitazioni; la seconda quelle che esigono speciali cautele per la incolumità del vicinato.

La legge n. 615 del 13 luglio 1966 ("Provvedimenti contro l'inquinamento atmosferico") impone (art. 20) a tutti gli stabilimenti industriali di "possedere impianti, installazioni o dispositivi tali da contenere entro i più ristretti limiti che il progresso della tecnica consenta, la emissione di fumi o gas o polveri o esalazioni" che costituiscano pericolo per la salute pubblica e contribuiscano all'inquinamento atmosferico.

Il D.P.R. 15 aprile 1971, n. 322 ("Regolamento di esecuzione della legge 13 luglio 1966, n. 615, recante provvedimenti contro l'inquinamento atmosferico, limitatamente al settore delle industrie") introduce innanzitutto le seguenti definizioni:
- *emissioni*: prodotti che comunque vengono immessi nell'atmosfera;
- *immissioni*: le emissioni che determinano inquinamento atmosferico all'esterno del perimetro industriale;
- *impianto di abbattimento*: apparecchiature, installazioni o dispositivi comunque atti alla riduzione dell'inquinamento atmosferico;
- *impianto industriale*: apparecchiatura od insieme di apparecchiature in cui si realizza uno dei cicli tecnologici che caratterizzano lo stabilimento industriale;
- *inquinanti*: sostanze che possono produrre inquinamento atmosferico;
- *inquinamento atmosferico*: stato dell'aria atmosferica conseguente alla immissione nella stessa di sostanze di qualsiasi natura, in misura e in condizioni tali da alterare la salubrità dell'aria e da costituire pregiudizio diretto o indiretto per la salute dei cittadini o danno ai beni pubblici o privati;
- *perimetro industriale*: perimetro geometrico continuo, delimitante l'area entro cui svolge attività lo stabilimento industriale;
- *stabilimento industriale*: ogni installazione o complesso di installazioni volte, in modo continuo o discontinuo, ad effettuare entro il perimetro industriale estrazione

o produzione o trasformazione o utilizzazione o deposito di sostanze di qualunque natura.

Il D.P.R. citato prevede la misurazione delle immissioni, relative ad alcuni agenti inquinanti, all'*esterno del perimetro industriale*: i punti di prelevamento devono trovarsi a distanza orizzontale e verticale non inferiore a 1,50 m e non superiore a 3 m dal suolo o da ogni ostacolo esistente. In qualunque punto esterno ai perimetri industriali, le immissioni dovute ai contributi complessivi degli stabilimenti non devono risultare superiori ai limiti riportati nella tab. 45.IV.

Il D.P.C.M. 28 marzo 1983 fissa "limiti massimi di accettabilità delle concentrazioni e di esposizione relativi ad inquinanti dell'aria nell'ambiente esterno": segna pertanto un mutamento di indirizzo per la normativa italiana in quanto introduce il nuovo concetto di "standard di qualità" dell'aria sull'intero territorio. Prevede inoltre piani di risanamento regionali per il miglioramento della qualità dell'aria: i criteri per l'elaborazione di tali piani sono precisati nel D.M. 20 maggio 1991.

Il D.P.R. 24 maggio 1988, n. 203, recependo alcune direttive CE, detta norme per

Tabella 45.IV– Limiti massimi delle immissioni di alcuni agenti inquinanti misurate all'esterno del perimetro industriale (D.P.R. 15 aprile 1971, n. 322).

Inquinanti	Concentrazioni di punta		Concentrazioni medie	
	ppm (mg/m^3) (*)	durata del prelievo minuti	ppm (mg/m^3) (*)	durata del prelievo ore
Ossidi di zolfo espressi come SO_2	0,30 (0,79)	30	0,15 (0,39)	24
Cloro (Cl_2)	0,20 (0,58)	30	–	–
Acido cloridrico	0,20 (0,30)	30	0,03 (0,05)	24
Composti di fluoro espressi come fluoro	0,06	30	(0,02)	24
Ossidi di azoto (NO_2)	0,30 (0,56)	30	0,10 (0,19)	24
Ossido di carbonio	50,00 (57,24)	30	20,00 (22,89)	8
Composti di piombo (Pb)	(0,05)	30	(0,01)	8
Polveri inerti sospese	(0,75)	120	(0,30)	24
Silice libera cristallina contenuta nelle polveri espressa come SiO_2	(0,10)	120	(0,02)	24

1. I valori di pressione e di temperatura, riportati nella testata della tabella, si riferiscono alle condizioni di equivalenza fra le concentrazioni espresse come "rapporti di volumi" (ppm) e come "rapporti peso-volume" di aria (mg/m^3).

2. Come "concentrazione media" di un inquinante si intende il valore determinato in continuo in un arco di tempo prestabilito (8 ore, 24 ore, ecc.). Come "concentrazione di punta" si intende il valore massimo di immissione riferito a tempi brevi: 30 min o 2 h; le immissioni possono raggiungere i valori massimi indicati per le concentrazioni di punta solo una volta ogni otto ore.

(*) Concentrazioni riferite a 1013 mbar e 25 °C.

la tutela della qualità dell'aria su tutto il territorio nazionale e introduce le seguenti definizioni:

- *valori limite di qualità dell'aria*: limiti massimi di accettabilità delle concentrazioni relativi ad inquinanti nell'ambiente esterno;
- *valori guida di qualità dell'aria*: limiti delle concentrazioni relativi ad inquinanti nell'ambiente esterno, previsti come obiettivo futuro o per la protezione di zone specifiche;
- *emissione*: qualsiasi sostanza solida, liquida o gassosa introdotta nell'atmosfera, proveniente da un impianto industriale o di pubblica utilità, che possa produrre inquinamento atmosferico; le relative concentrazioni sono misurate direttamente "al camino" dell'impianto;
- *valore limite di emissione*: la concentrazione di sostanze inquinanti emesse dagli impianti, in un dato in intervallo di tempo, che non deve essere superata;
- *migliore tecnologia disponibile*: sistema tecnologico che consente il contenimento e/o la riduzione delle emissioni a livelli accettabili per la protezione della salute e dell'ambiente, purché non comporti costi eccessivi.

Il D.P.R. 203/1988 precisa i valori limite ed i valori guida di qualità dell'aria che non devono essere superati nell'ambiente esterno (tabelle 45.V e 45.VI).

In ambito comunitario valgono i valori limite riportati nella tab. 45.VII.

Per contenere la concentrazione degli inquinanti entro i valori fissati, le regioni impongono il rispetto di specifici valori delle corrispondenti emissioni originate dagli impianti industriali o di pubblica utilità: detti valori sono determinati sulla base delle migliori tecnologie di abbattimento disponibili (si richiama in proposito il D.M. 12 luglio 1990). Viene quindi a cadere la necessità di avere un limite di "immissione" al perimetro industriale, essendo sufficiente – per la individuazione e la fissazione del limite di emissione al singolo camino – la verifica di rispetto o meno dello standard qualitativo.

Il D.M. 15 aprile 1994 definisce i livelli di attenzione e di allarme per gli inquinanti atmosferici nelle aree urbane e nelle zone a rischio individuate dalle regioni (tab. 45.VIII). Tali livelli corrispondono a concentrazioni di inquinanti che determinano rispettivamente stati di attenzione e di allarme: il primo di tali stati coincide con una situazione di inquinamento che, se persistente, determina il rischio che si raggiunga lo stato di allarme, cioè un inquinamento suscettibile di determinare una condizione di rischio ambientale e sanitario. Quando la rete di monitoraggio all'uopo predisposta in un'area urbana o in una zona a rischio rileva uno stato di attenzione e di allarme, l'autorità competente adotta provvedimenti per prevenire episodi acuti di inquinamento atmosferico e per rientrare nei limiti della norma.

Per quanto riguarda l'inquinamento atmosferico all'interno degli ambienti di lavoro, la legislazione italiana si è finora limitata a precisare valori limite di esposizione all'inquinamento da amianto e da piombo. Infatti, il decreto legislativo 15 agosto 1991, n. 277 attua le direttive CE in materia di protezione dei lavoratori contro i rischi derivanti da esposizione ai suddetti agenti inquinanti durante il lavoro.

Per il piombo metallico e i suoi composti ionici, il suddetto decreto precisa che l'esposizione dei lavoratori al piombo nell'aria non può superare il valore di 150 $\mu g/m^3$ di aria (media ponderata su 8 ore giornaliere), mentre i valori limite di esposizione alla polvere di amianto (sempre come media ponderata su 8 ore al giorno) sono:

Tabella 45.V – Valori limite di qualità dell'aria vigenti in Italia (valori espressi in $\mu g/m^3$).

Inquinante	Parametro	Valore limite
Biossido di zolfo (SO_2)	Mediana delle concentrazioni medie di 24 ore nell'arco di 1 anno	80
Biossido di zolfo (SO_2)	98° percentile delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate nell'arco di 1 anno	250
Biossido di zolfo (SO_2)	Mediana delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate durante l'inverno	130
Biossido di azoto (NO_2)	98° percentile delle concentrazioni medie di 1 ora rilevate durante l'anno	200
Monossido di carbonio (CO)	Concentrazione media su 8 ore	10
Monossido di carbonio (CO)	Concentrazione media su 1 ora	40
Ozono O_3	Concentrazione media di 1 ora da non raggiungere più di una volta al mese	200
Particelle sospese	Media aritmetica di tutte le concentrazioni medie di 24 ore rilevate nell'arco di 1 anno	150
Particelle sospese	95° percentile di tutte le concentrazioni medie di 24 ore rilevate nell'arco di 1 anno	300
Piombo	Media aritmetica delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate in 1 anno	2
Fluoro	Concentrazione media di 24 ore	20
Fluoro	Media delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate in 1 mese	10
Idrocarburi totali (escluso il metano) espressi come C	Concentrazione media di 3 ore consecutive	200 (1)

(1) Limite da adottare quando si verificano superamenti significativi del limite per l'ozono.

Tabella 45.VI – Valori guida di qualità dell'aria previsti in Italia (valori in $\mu g/m^3$).

Inquinante	Parametro	Valore guida
Biossido di zolfo (SO_2)	Media aritmetica delle concentrazioni medie di 1 anno	40÷60
Biossido di zolfo (SO_2)	Valore medio delle 24 ore	100÷150
Biossido di azoto (NO_2)	50° percentile delle concentrazioni medie di 1 ora rilevate durante l'anno	50
Biossido di azoto (NO_2)	98° percentile delle concentrazioni medie di 1 ora rilevate durante l'anno	135
Particelle sospese (1)	Media aritmetica delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate nell'arco di 1 anno	40÷60
Particelle sospese (1)	Valore medio delle 24 ore	100÷150

(2) Misurate con il metodo dei fumi neri.

a) 0,6 fibre/cm³ di cristallo;
b) 0,2 fibre/cm³ per tutte le altre varietà di amianto.

Se le concentrazioni rilevate superano i valori sopra riportati, il datore di lavoro deve rimuovere le cause dell'evento adottando misure adeguate; di queste informa i lavoratori od i loro rappresentanti.

Per tutti gli altri inquinanti si deve ricorrere a norme o regolamenti stranieri, in particolare statunitensi.

L'*American Conference of Governmental Industrial Hygienists* (ACGIH) ha pubblicato ed aggiorna regolarmente i valori delle concentrazioni tollerabili, integrate nel tempo, per le polveri, i fumi ed i gas; tali valori sono comunemente denominati T.L.V. *(Threshold Limit Values)* e rappresentano la concentrazione media nel corso dell'interno turno di lavoro: essi si ricavano moltiplicando le varie concentrazioni per i relativi tempi di esposizione e dividendo il prodotto per il tempo totale del turno di lavoro; non hanno quindi nulla a che vedere con le *massime concentrazioni ammissibili* denominate M.A.C. *(Maximum Allowable Concentration)*, corrispondenti alla concentrazione che, per ogni determinata sostanza, non può venire superata neanche per un breve periodo di tempo.

Tabella 45.VII – Standard di qualità dell'aria adottati dalla CE (valori in $\mu g/m^3$).

Inquinante	Periodo di riferimento	Valori limite	Valori guida
Biossido di zolfo (SO_2)	1 anno 6 mesi inv. 1 anno	80 (1) 130 (1) 250 (2)	40-60 – 100-150
Polveri	1 anno 6 mesi inv. 1 anno	80 (1) 130 (1) 250 (2)	40-60 100-150
Biossido di azoto (NO_2)	1 anno	200 (3)	135 (1)
Piombo (Pb)	1 anno	2	–

(1) 50-mo percentile dei valori medi giornalieri (24 h).
(2) 98-mo percentile dei valori medi giornalieri (24 h).
(3) 98-mo percentile dei valori orari annuali.

Tabella 45.VIII – Livelli di attenzione e di allarme per gli inquinanti atmosferici nelle aree urbane (valori in $\mu g/m^3$).

Inquinante	Livello di attenzione	Livello di allarme
Biossido di zolfo (media giornaliera)	125	250
Particelle sospese totali (media giornaliera)	150	300
Biossido di azoto (media oraria)	200	400 (1)
Monossido di carbonio (media oraria)	15.000	30.000
Ozono (media oraria)	180	360

(1) Non può essere superato per più di tre giorni consecutivi.

Nella tab. 45.IX sono riportate le concentrazioni di sicurezza (T.L.V.) per alcune sostanze che possono inquinare gli ambienti industriali: l'esposizione a tali concentrazioni per tutta la vita lavorativa, per otto ore al giorno e per quaranta ore settimanali, non dovrebbe alterare lo stato di salute. Se nell'aria ambiente sono contemporaneamente presenti più inquinanti, l'esposizione complessiva viene calcolata come somma dei rapporti tra la concentrazione dei singoli inquinanti ed il rispettivo T.L.V. Deve risultare:

$$\frac{C_1}{T_1} + \frac{C_2}{T_2} + \ldots + \frac{C_n}{T_n} \leq 1$$

Tabella 45.IX – Concentrazioni di sicurezza per alcuni contaminanti dell'aria, secondo l'ACGIH.

SOSTANZA		T.L.V. ppm	T.L.V. mg/m³
Acetato di amile		100	532
Acetato di butile		150	713
Acetato di propile		200	835
Acetone		750	1780
Acido cloridrico	"C"	5	7,5
Acido solforico (nebbie)		–	1
Acroleina		0,1	0,23
Alcool propilico		200	492
Ammoniaca		25	17
Anidride carbonica		5000	9000
Anidride solforosa		2	5,2
Anilina	"Skin"	2	7,6
Benzene	"Skin"	10	32
Cianuri come CN	"Skin"	–	5
Cloro	"C"	0,5	1,5
Cromo (sali solubili) come Cr_{VI}		–	0,05
Etere etilico		400	1210
Fenolo	"Skin"	5	19
Ferro ossido (fumi di saldatura)		–	5
Formaldeide	"C"	0,3	0,37
Mercurio (composti inorganici) come Hg		–	0,025
Mercurio (composti organici) come Hg	"Skin"	0,001	0,01
Nerofumo		–	3,5
Oli minerali (nebbie)		–	5
Ozono	"C"	0,1	0,2
Ossido di carbonio		25	29
Piombo (composti inorganici) come Pb		–	0,15
Toluolo	"Skin"	50	188
Xilolo	"Skin"	100	435

Perlite, cemento Portland	1060 particelle/cm³
Mica	700 particelle/cm³
Amianto, talco (fibroso)	5 fibre/cm³ >5 μm di lunghezza
Grafite	530 particelle/cm³
Quarzo (SiO_2):	

a) *Limite numerico* (numero di particelle per cm³ di aria): $T.L.V. = \dfrac{10.600}{\%SiO_2 + 10}$

b) *Limite ponderale* (in mg/m³):

polveri totali: $T.L.V._1 = \dfrac{30}{\%SiO_2 + 3}$

polveri inalabili: $T.L.V._2 = \dfrac{10}{\%SiO_2 + 2}$

essendo:
$\%SiO_2$ = percentuale di quarzo totale riscontrata su campioni prelevati nell'atmosfera;
$\%SiO_2$ = percentuale inalabile, cioè di diametro compreso fra 0,7 e 5 μm.

Polveri inerti totali (contenenti <1% di quarzo): ≤10 mg/m³ o ≤1060 particelle/cm³.

"Skin": indica che una certa quantità della sostanza può penetrare anche per via cutanea o attraverso le mucose superficiali (soprattutto gli occhi);

"C": indica sostanze fortemente irritanti per le quali il valore indicato in tabella è un "valore tetto" che non può venire superato neppure per breve tempo.

dove:
C_1, C_2,.... C_n = valori di concentrazione rilevati per i singoli inquinanti;
T_1, T_2,.... T_n = valori dei corrispondenti T.L.V.

Come raccomandazione di carattere generale, è opportuno – ogni volta che si affrontano problemi di inquinamento dell'aria – aggiornarsi sulla normativa vigente in tale campo.

45.5. PROPRIETÀ DINAMICHE DELLE EMISSIONI

In vista del controllo delle polluzioni nei locali di lavoro, rivestono la massima importanza le leggi del moto delle polveri, dei fumi e dei gas nell'aria ambiente.

Sia nel richiamare tali leggi, sia nella successiva trattazione, adotteremo il sistema tecnico.

È noto che una particella microscopica, abbandonata in aria calma, non aumenta la sua velocità secondo la legge di gravità, ma raggiunge rapidamente la cosiddetta *velocità terminale*, costante e molto bassa (dell'ordine di pochi cm o mm all'ora); infatti, in conseguenza della relativamente grande area superficiale della particella per unità di massa, la resistenza dell'aria riesce a controbilanciare la forza di gravità.

Ciò spiega il motivo per cui polveri, fumi e gas possono rimanere nell'aria anche per lungo tempo. Inoltre, la notevole resistenza dell'aria sulle piccole particelle costituenti le polluzioni rende difficoltosa la loro rimozione dall'atmosfera in cui si trovano disperse: le particelle più fini si possono addirittura considerare come facenti parte dell'aria.

La resistenza dell'aria al moto di una particella dipende dalla grandezza e dalla forma della particella stessa, dalla velocità di questa e dalla viscosità del mezzo:

$$R = \frac{C_f \rho_a s u^2}{2} \qquad (45.3)$$

dove:
R = resistenza del mezzo (kg_f) (1 kg_f = 9,81 N);
C_f = coefficiente di resistenza (adimensionale);
$\rho_a = \gamma/g$ = massa volumica o densità dell'aria ($kg_f \cdot s^2/m^4$), con γ = peso dell'unità di volume di aria (kg_f/m^3) e g = 9,81 m/s^2 = accelerazione dovuta alla gravitazione terrestre (4);
s = area della particella misurata normalmente alla direzione del moto (m^2);
u = velocità della particella rispetto all'aria (m/s).

Il coefficiente C_f varia con il numero di Reynolds $Re = \rho_a \cdot d \cdot u/\eta$ (d = diametro medio della particella in metri; η = coefficiente di viscosità dinamica dell'aria in $kg_f \cdot s/m^2$) e con la forma della particella.

(4) La densità dell'aria ρ_a (massa dell'unità di volume), come del resto il peso specifico e le viscosità dinamica η e cinematica ν, variano con la temperatura (tab. 45.X) e la pressione. $1 kg_f \cdot s^2/m^4$ = 9,81 kg/m³.

Tabella 45.X – Valori di γ, ρ, η, ν per l'aria a 10^5Pa di pressione e a varie temperature.

t(°C) =	−20	0	20	40	60	80	100	200
γ (kg_f/m^3)	1,40	1,29	1,20	1,12	1,06	1,00	0,95	0,746
ρ ($\frac{kg_f \cdot s^2}{m^4}$)	0,142	0,132	0,123	0,115	0,108	0,102	0,096	0,076
η ($10^6 \frac{kg_f \cdot s}{m^2}$)	1,65	1,72	1,85	1,95	2,04	2,93	2,22	2,66
ν ($10^6 \frac{m^2}{s}$)	11,6	13,3	15,1	16,9	18,9	20,9	23,1	35,0

Nei moti aventi caratteristiche di turbolenza (in pratica per valori di Re > 1000), C_r è praticamente costante: nel caso di particelle sferiche, $C_r \approx 0{,}44$, per cui la resistenza del mezzo (essendo $s = \pi d^2/4$) vale:

$$R = 0{,}44 \frac{\pi}{8} \rho_a d^2 u^2 \tag{45.4}$$

In moto laminare (Re < 3), C_r varia inversamente con Re:

$$C_r = \frac{24}{Re}$$

per cui:

$$R = k \eta d u \tag{45.5}$$

Nel caso di sfere $k = 3\pi$.

Per Re variabile approssimativamente fra 3 e 1000, si può avere un moto intermedio fra il laminare e il turbolento. Per tale moto, la cui delimitazione rispetto agli altri due moti non è peraltro definibile con precisione, è stata ricavata la seguente espressione di C_r:

$$C_r = \frac{18{,}5}{Re^{0.6}}$$

per cui, nel caso di particelle sferiche, la resistenza del mezzo vale:

$$R = \frac{18{,}5}{2} \frac{\pi}{4} \rho_a^{0.4} \cdot u^{1.4} \cdot \eta^{0.6} \tag{45.6}$$

I. Sedimentazione

Definita la resistenza del mezzo in relazione al tipo di moto, consideriamo dapprima il caso della caduta libera delle particelle in aria calma. La loro sedimentazione dipende ovviamente dalla forza di gravità. Questa, nel caso di sfere e trascurando la spinta di Archimede dell'aria, vale (in kg_f):

$$F_g = \frac{\pi}{6} d^3 \rho_m g \tag{45.7}$$

dove, oltre ai simboli noti, ρ_m è la massa volumica della particella ($kg_f \cdot s^2/m^4$).

Come si è accennato più sopra, quando la particella ha raggiunto la velocità terminale, la resistenza dell'aria equilibra l'attrazione terrestre.

Pertanto, si ottiene la velocità di sedimentazione delle particelle abbandonate in aria calma e in condizioni di moto stazionario uguagliando la resistenza dell'aria R e la forza di gravità F_g.

In regime turbolento e sempre nel caso di sfere, essa vale *(legge di Newton)*:

$$u_t = \sqrt{\frac{3 \rho_m d g}{\rho_a}} \tag{45.8}$$

mentre in regime laminare *(legge di Stokes)*:

$$u_t = \frac{\rho_m g d^2}{18 \eta} \tag{45.9}$$

Quando le particelle sono così piccole da risultare paragonabili al cammino libero medio delle molecole gassose, la resistenza del mezzo diminuisce e, di conseguenza, la velocità terminale delle particelle risulta superiore a quella valutata con la legge di Stokes.

Questa situazione si verifica nella parte inferiore della zona caratterizzata dalla legge di Stokes: per la stessa è stato proposto il seguente fattore di correzione della velocità *(fattore di Cunningham)*:

$$k_c = 1 + 2{,}5 \frac{\lambda}{d}$$

essendo λ il cammino libero medio delle molecole gassose: nell'aria in condizioni "standard" (20°C, 10^5Pa, umidità relativa 50%, $\gamma = 1{,}20 kg_f/m^3$), $\lambda \approx 6{,}5 \cdot 10^{-6}$ cm; quindi per $d = 0{,}1 \mu m$, $k_c \approx 2{,}87$, mentre per $d = 1 \mu m$, $k_c \approx 1{,}16$.

Particelle ancora più piccole ($d < 0{,}1 \mu m$), essendo soggette agli urti provocati dalle molecole gassose, acquistano un moto oscillatorio casuale, noto come *moto Browniano*.

Le espressioni che forniscono l'accelerazione e lo spazio percorso da una particella nella sedimentazione naturale in aria calma si ottengono dalla $F = ma = mg - R$, essendo $m = w/g$ la massa della particella.

Così, in condizioni di moto turbolento e per particelle di forma sferica:

$$F = ma = mg - 0{,}44 \frac{\pi}{8} \rho_a d^2 u^2$$

dalla quale si ricava:

$$a = \frac{du}{dt} = g - \frac{1}{3}\frac{\rho_a}{\rho_m}\frac{u^2}{d} \tag{45.10}$$

$$s = \int_{t_0}^{t} u\,dt = \int_{u_0}^{u} u\frac{du}{\frac{du}{dt}} = \int_{u_0}^{u} \frac{u\,du}{g - \frac{1}{3}\frac{\rho_a}{\rho_m}\frac{u^2}{d}} = \frac{3}{2}\frac{\rho_m}{\rho_a} d\left[\ln\left|u^2 - \frac{3gd\rho_m}{\rho_a}\right|\right]_{u_0}^{u} \tag{45.11}$$

Analogamente, in regime laminare e sempre per particelle di forma sferica:

$$F = ma = mg - 3\pi\eta d u$$

per cui

$$a = \frac{du}{dt} = g - \frac{18\,\eta\,u}{\rho_m d^2} \tag{45.12}$$

$$s = \int_{u_0}^{u} u\frac{du}{\frac{du}{dt}} = -g\left(\frac{\rho_m d^2}{18\eta}\right)^2 \cdot \left[\frac{18\eta}{g\,\rho_m d^2}u + \ln\left|1 - \frac{18\eta}{g\,\rho_m d^2}u\right|\right]_{u_0}^{u} \tag{45.13}$$

la quale, introducendo il valore u_t della velocità terminale (45.9), diventa:

$$s = -\frac{u_t^2}{g}\left[\frac{u}{u_t} + \ln\left|1 - \frac{u}{u_t}\right|\right]_{u_0}^{u} \tag{45.13 bis}$$

Nel caso di particelle prodotte in corrispondenza di una sorgente con elevate velocità iniziali, lo studio del moto può svolgersi trascurando la forza di gravità: le equazioni del moto si possono ricavare dalle (45.10) ÷ (45.13), ponendo g = 0. Per particelle di forma sferica in moto turbolento risulta:

$$a = \frac{du}{dt} = -\frac{1}{3}\frac{\rho_a}{\rho_m}\frac{u^2}{d} \tag{45.14}$$

$$s = \int_{t_0}^{t} u\,dt = 3\frac{\rho_m}{\rho_a} d \ln\frac{u_0}{u} = 7\frac{\rho_m}{\rho_a} d \lg\frac{u_0}{u} \tag{45.15}$$

Per particelle sferiche in moto laminare, si ottiene:

$$a = -\frac{3\pi g\,\eta\,d\,u}{w} \tag{45.16}$$

$$s = \int_{t_0}^{t} u\,dt = \frac{w\,(u_0 - u)}{g\,3\,\pi\,\eta\,d} = \frac{\rho_m\,d^2\,(u_0 - u)}{18\eta} \tag{45.17}$$

Poiché nell'aria, come si è detto, le particelle microscopiche raggiungono molto rapidamente la velocità terminale, nell'analisi del loro comportamento durante la caduta libera si può trascurare la fase di accelerazione. Per tutta l'altezza di caduta si può quindi considerare la velocità terminale (5).

Il grafico della figura 45.6 fornisce, in funzione della granulometria, la velocità di sedimentazione in aria calma di particelle di quarzo aventi forma irregolare (e quindi dotate di velocità di caduta minori di quelle che avrebbero particelle sferiche, sempre di quarzo e di pari diametro). Tale grafico mette anche in evidenza l'esistenza del moto intermedio fra il laminare (o di *Stokes*) e il turbolento (o di *Newton*), noto come *moto di Allen*.

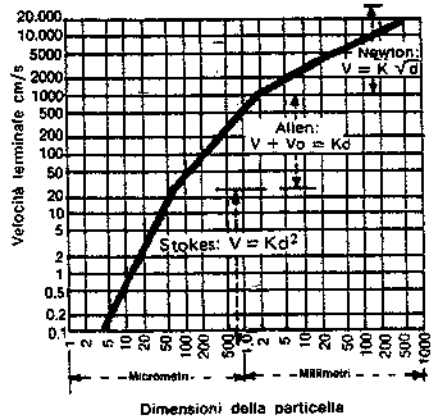


Fig. 45.6 – Velocità terminali di particelle di quarzo in aria calma a 20°C.

Dalla figura si rileva inoltre che la zona del moto turbolento interessa le particelle di quarzo aventi una granulometria da 2 mm in su; quella del moto laminare include particelle di diametro medio inferiore a 85 μm e approssimativamente superiore a 0,5 μm, valore al di sotto del quale il movimento delle particelle è condizionato non più dalla gravità, ma dalle correnti d'aria presenti nell'ambiente); infine, la zona intermedia comprende particelle da 85 a 2000 μm di diametro.

Molto grossolanamente, tale suddivisione vale anche per le particelle di forma irregolare costituite da minerali diversi dal quarzo.

II. Centrifugazione

Se le particelle costituenti le polluzioni si trovano immerse in una corrente d'aria avente movimento rotatorio, esse sono soggette ad una forza centrifuga che nel caso di sfere vale (trascurando la spinta d'Archimede dell'aria)

$$F_c = \frac{\pi}{6} d^3 \rho_m\, r\, \omega^2 \tag{45.18}$$

con

ω = velocità angolare (rad/s);

r = raggio della traiettoria della corrente (m).

(5) Ovviamente, non si può fare altrettanto per le particelle più grandi, aventi cioè massa tale per cui la resistenza dell'aria non equilibra più la forza peso.

In moto laminare, ponendo $F_c = R$, si ottiene

$$u_c = \frac{r\omega^2 \rho_{\infty} d^2}{18\eta} \tag{45.19}$$

Confrontando tale espressione con quella ottenuta per la velocità di caduta u_t di sfere soggette alla gravità in moto laminare, si perviene alla espressione:

$$u_c = \frac{r\omega^2}{g} u_t = \frac{v^2}{rg} u_t \tag{45.20}$$

dove v è la velocità della corrente che si muove di moto rotatorio.

Il termine v^2/rg prende il nome di *fattore di separazione* e misura l'efficacia della forza centrifuga rispetto alla forza di gravità al fine di separare particelle inquinanti da una corrente gassosa.

III. Urto

Se una corrente d'aria urta contro un ostacolo, essa viene deviata, mentre le particelle di polvere, a causa della loro maggiore inerzia, tendono a fermarsi contro l'ostacolo.

I separatori ad urto o inerziali si basano su tale principio. La loro efficienza è misurata dal numero di particelle, trasportate dalla corrente d'aria, che urtano contro l'ostacolo. Così, nel caso di una corrente d'aria che incontra un cilindro di diametro D (fig. 45.7), tutte le particelle che si vengono a trovare, a monte dell'ostacolo, tra le linee di flusso A e B, si raccolgono sul corpo cilindrico e l'efficienza del separatore è misurata dal rapporto H/D.

A seguito di prove sperimentali effettuate su correnti in regime di Stokes, si è trovato che l'efficienza di un separatore ad urto è funzione della espressione adimensionale:

$$\frac{u_t V_0}{g D} \tag{45.21}$$

dove:

- u_t = velocità terminale di sedimentazione delle particelle sotto l'azione della gravità (m/s);
- V_0 = velocità media della corrente d'aria che investe l'ostacolo (m/s);
- g = accelerazione di gravità (m/s^2);
- D = diametro o ingombro dell'ostacolo (m).

Tale risultato, evidenziato dalla fig. 45.8, può ritenersi applicabile, in prima approssimazione, anche nel caso di correnti d'aria in regime turbolento.

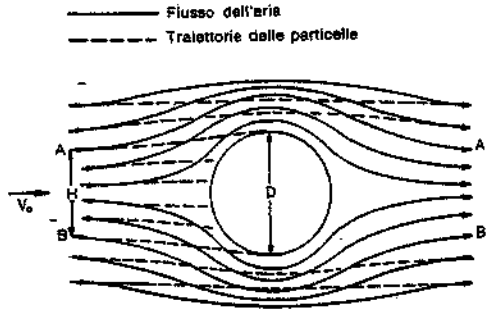


Fig. 45.7 – Separazione delle particelle di polvere trasportate da una corrente d'aria per urto contro un corpo cilindrico.

IV. Campo elettrico

Esaminiamo ancora il caso del moto in un campo elettrico: le particelle che si trovano sospese in tale campo sono soggette ad una forza che le sposta verso gli elettrodi generatori del campo stesso per uno dei seguenti motivi:

1) se le particelle sono già cariche (6), esse subiscono la forza del campo elettrostatico, forza che risulta proporzionale al valore locale del campo stesso ed alla preesistente carica delle particelle;
2) se le particelle non sono cariche, è sufficiente che il campo elettrico non sia omogeneo: in tale caso, infatti, le particelle vengono polarizzate e subiscono una forza proporzionale al gradiente del campo ed al loro coefficiente di polarizzazione (7).

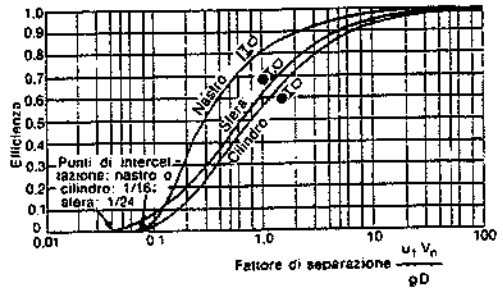


Fig. 45.8 – Curve dell'efficienza di separazione di particelle microscopiche (contenute in una corrente d'aria) ottenute con ostacoli aventi forma piana, sferica e cilindrica.

I depuratori elettrostatici, di cui si dirà più avanti, consistono essenzialmente in un campo elettrico trasversale alla direzione dei fumi e con un forte gradiente pur'esso trasversale per sfruttare appieno la forza sul momento di dipolo. Un campo siffatto si ottiene facilmente usando, come elettrodi, fili e piastre alternati: il campo elettrico tra un filo e una piastra è infatti fortemente disuniforme perché il suo flusso deve essere uguale sui due elettrodi e quindi la densità di flusso (cioè l'intensità del campo) cresce avvicinandosi al filo, che ha superficie minore.

L'esperienza indica che per particelle piccole (dimensioni inferiori a $1\mu m$) l'efficienza di separazione è indipendente dalle dimensioni delle particelle, mentre aumenta linearmente per diametri superiori a $1\mu m$.

45.6. EFFLUSSO E MOVIMENTO DEGLI AERIFORMI IN CONDOTTI

Si richiamano ancora le leggi fondamentali che regolano l'efflusso ed il moto in condotti dei fluidi gassosi, nell'ipotesi che tale moto avvenga in regime permanente ossia stazionario.

1) **Teorema di Torricelli** (fig. 45.9), valido anche per gli aeriformi, purché la differenza di pressione $p_1 - p_2$ sia molto piccola (come avviene, per esempio, negli

(6) Le particelle di fumo possono acquisire tale carica elettrica, ad esempio, nei processi di combustione, per attrito o per scambio con le molecole ionizzate della fiamma.

(7) Ricordiamo infatti che un corpo dielettrico, quando si trova in un campo elettrostatico, viene polarizzato per induzione dal campo stesso, vale a dire acquisisce un momento di dipolo elettrico proporzionale, perché le molecole vengono deformate od orientate dal campo stesso; il momento di dipolo indotto è proporzionale, in prima approssimazione, al valore del campo. Un dipolo elettrico poi, mentre in un campo perfettamente uniforme è soggetto solo ad una coppia che tutt'al più lo fa ruotare allineandolo al campo, in un campo disuniforme subisce una forza netta nella direzione in cui il campo cresce, perché le sue cariche, pur essendo uguali ed opposte, si trovano in posizione leggermente diversa e pertanto sono sottoposte a forze disuguali con una risultante diversa da zero.

impianti di ventilazione) in modo che si possa considerare il peso specifico praticamente costante:

$$v_2 = \sqrt{2g H_s}$$

dove:
v_2 = in corrispondenza della vena contratta (m/s);
g = accelerazione di gravità (9.81 m/s²);
H_s = differenza di pressione tra l'interno del recipiente e l'esterno (misurata in metri di colonna di fluido che effluisce).

Se si misurano le pressioni (8) in kg_f/m^2 ovvero in mm di colonna d'acqua (a 4°C), si indica con γ il peso specifico dell'aeriforme (in kg_f/m^3) e si pone

$$h_s = p_1 - p_2$$

risulta

$$H_s = \frac{h_s}{\gamma}$$

per cui:

(45.26) $$v_2 = \sqrt{2g\frac{h_s}{\gamma}}$$

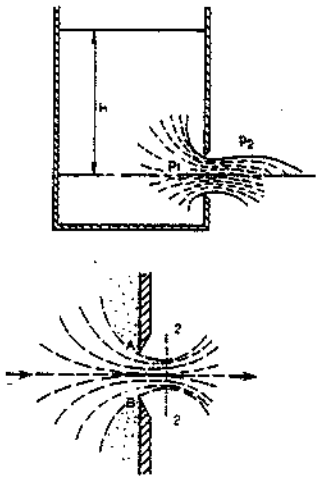


Fig. 45.9 – Efflusso di un fluido attraverso un foro praticato nella parete (sottile) di un recipiente.

La velocità media v in corrispondenza del foro di efflusso può essere espressa in funzione della velocità v_2:

(45.27) $$v = C\,v_2 = C\sqrt{2g\frac{h_s}{\gamma}}$$

dove C è il cosiddetto *coefficiente di efflusso (o di ingresso*, se il flusso è diretto dall'esterno verso l'interno).

In molti casi pratici, per valori di h_s non superiori ad alcune centinaia di kg_f/m^2 e per aria a 20°C e con umidità relativa del 60% ($\gamma = 1{,}20$ kg_f/m^3), la (45.27) si può scrivere:

(45.28) $$v = 4C\sqrt{h_s}$$

Tenendo conto delle (45.27) e (45.28), risulta

(45.29) $$Q = Av = C\,Av_2 = 4\,CA\sqrt{h_s}$$

dove:
Q = portata in volume del getto di fluido (m^3/s);
A = area della sezione del foro (m^2);
C = coefficiente di efflusso o di ingresso o di portata: è misurato dal rapporto fra la portata effettiva e quella teorica calcolata in base alla (45.26).

(8) Di norma ci si riferisce alle pressioni relative. Ricordiamo che 1 kg_f/m^2 = 9,8 Pa.

Il coefficiente di efflusso o di ingresso C, riducendo la velocità nella sezione dell'apertura, produce il medesimo effetto di una *perdita di pressione* ovvero di una *perdita di carico*.

2) **Prima equazione del movimento di un fluido in un condotto o di continuità** (fig. 45.10):

(45.30) $$\rho A v = G = \text{costante}$$

dove:
ρ = massa volumica del fluido ($kg_f \cdot s^2/m^4$) nelle condizioni di temperatura e pressione esistenti in una sezione qualunque del condotto;
A = area di una sezione normale qualunque del condotto (m^2);
v = velocità media del fluido (m/s);
G = peso di fluido che attraversa la sezione A nell'unità di tempo ($kg_f \cdot s/m$).

3) **Seconda equazione del moto di un fluido in un condotto o equazione di Bernoulli o dell'energia o dell'energia cinetica** (fig. 45.10):

(45.31) $$\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} + z + W = 0$$

dove:
p = pressione del fluido in una sezione qualunque del condotto (kg_f/m^2 = mm H_2O);
z = dislivello verticale fra i baricentri delle due sezioni normali 1-1 e 2-2 (m);
W = energia consumata per vincere le resistenze passive che si oppongono al movimento, misurata in metri di colonna di fluido.

Se si può considerare costante il peso specifico del fluido, la (45.31) diventa:

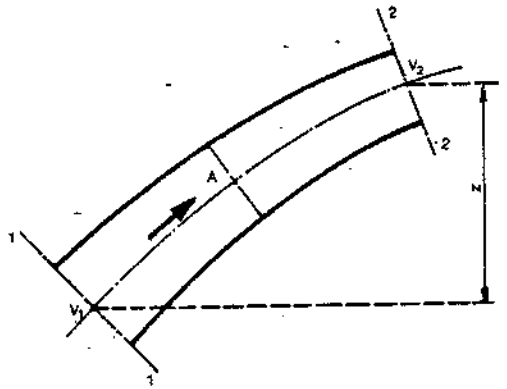


Fig. 45.10 – Tronco di condotto compreso fra due sezioni generiche 1 e 2.

$$-\left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g}\right) - \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}\right) = z + W$$

ovvero, dal momento che nel caso di fluidi gassosi z può essere trascurato:

(45.32) $$\left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g}\right) - \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}\right) = W$$

Si chiama *pressione totale* H_t in una sezione qualunque del condotto la somma $p/\gamma + v^2/2g$ della *pressione statica* o *di attrito* $H_s = p/\gamma$ e della *pressione dinamica* o *altezza cinetica* $H_v = v^2/2g$.

Tanto p/γ quanto $v^2/2g$ sono misurate in metri. Per esprimerle in mm di colonna di acqua ovvero in kg_f/m^2 (1 kg_f/m^2 = 9,8 Pa), si deve scrivere:

$$h_s = p; \qquad h_v = \gamma \frac{v^2}{2g}; \qquad h_t = p + \gamma \frac{v^2}{2g}$$

Allora, la pressione dinamica, se ci riferiamo ad aria alla pressione di 10^5 Pa, a 20°C e con umidità relativa del 60%, vale

(45.33) $$h_v = 1.20 \frac{v^2}{2g} \approx \left(\frac{v}{4}\right)^2$$

dalla quale si ricava la

(45.34) $$v \approx 4 \sqrt{h_v}$$

E poiché $Q = Av$, risulta anche

(45.35) $$Q \approx 4 A \sqrt{h_v}$$

La misura delle tre pressioni può effettuarsi con manometri disposti come indicato in fig. 45.11.

Se il tubo è a sezione costante ($v_1 = v_2$) ed il fluido gassoso, la (54.32) diventa:

(45.32 bis) $$\left(\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma}\right) = W$$

Esprimendo la differenza fra le pressioni in mm di colonna d'acqua (1 mm H_2O = 9,8 Pa), la (45.32 bis) si scrive:

(45.36) $$p_1 - p_2 = \gamma W$$

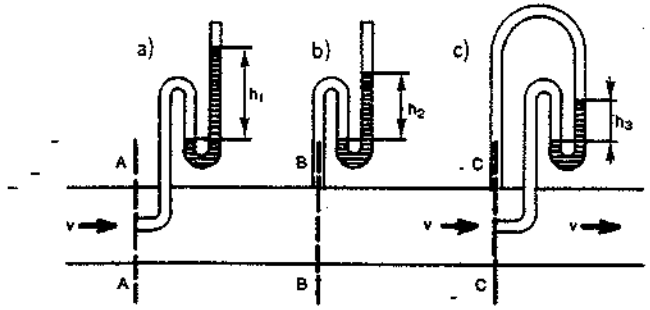


Fig. 45.11 – Modalità di misurazione delle pressioni in un condotto: a) totale; b) statica; c) dinamica.

Pertanto, la differenza tra le pressioni statiche $p_1 - p_2$ (cioè la *perdita di carico*) viene spesa per vincere le resistenze passive che si oppongono al moto.

Tali resistenze passive sono dovute a:
- resistenze di attrito;
- resistenze dovute a cambiamenti di sezione;
- resistenze dovute a cambiamenti di direzione;
- resistenze dovute a ostacoli quali filtri o griglie.

} resistenze accidentali o localizzate

Come già ricordato nel capitolo 29, la perdita di carico (o di pressione) per attrito in un condotto rettilineo può essere calcolata mediante la *legge di Fanning-Darcy*:

(45.37) $$h = \lambda \gamma \frac{v^2}{2g} \frac{L}{D} = \lambda \frac{L}{D} h_v$$

dove:
- v = velocità media del fluido (m/s);
- L = lunghezza del condotto (m);
- D = diametro (costante) di condotto a sezione circolare ovvero diametro medio di condotto a sezione non circolare (m).

Com'è noto, il valore di λ (*coefficiente di attrito del movimento entro condotti*) dipende principalmente da natura, stato di levigatezza, incrostazioni della superficie interna del tubo; decresce con l'aumentare della velocità e del diametro.

Nel regime turbolento, λ è dato dalle espressioni di Darcy, Weisbach, Rietschel, ecc. (v. capitolo 29 § 2). Per valori normali della velocità dell'aria (15÷20 m/s) e per condotti in lamiera zincata, si possono assumere i valori di λ forniti dalla tab 45.XI.

Ricordiamo ancora che la perdita di carico dovuta all'attrito in un condotto metallico di sezione circolare può essere valutata con la seguente formula ricavata sperimentalmente e valida per aria fredda e calda:

(45.38) $$h = 8{,}12 \cdot 10^{-4} \gamma^{0.852} \frac{v^{1.924}}{D^{1.281}} L$$

dove h è espresso in kg_f/m^2, v in m/s e D in m.

Come si ricorderà, l'espressione (45.38) è stata utilizzata per costruire il diagramma di fig. 29.7.

Il diagramma di fig. 45.12 consente di ricavare direttamente le perdite di pressione dovute all'attrito dell'aria in condotti metallici.

Nel caso del moto di aeriformi (ossia di fluidi che riempiono completamente il con-

Tabella 45.XI – Valori del coefficiente di attrito del movimento entro condotti in lamiera zincata e per valori della velocità dell'aria compresi fra 15 e 20 m/s.

Diametro del condotto m	Coefficiente di attrito λ
0,075	0,0215
0,100	0,0205
0,125	0,0191
0,150	0,0182
0,175	0,0175
0,200	0,0168
0,225	0,0161
0,250	0,0160
0,275	0,0158
0,300	0,0155
0,350	0,0150
0,400	0,0145
0,450	0,0140
0,500	0,0137
0,625	0,0131
0,750	0,0127
0,875	0,0123
1,000	0,0118

dotto), se il condotto ha sezione di forma diversa da quella circolare (normalmente, quadrata o rettangolare), si assume come valore di D quello del diametro equivalente, definito come il diametro del condotto circolare che, a parità di portata d'aria, determina la stessa caduta di pressione.

Risulta, com'è facile dimostrare

$$D = \frac{4A}{P}$$

dove:
A = sezione interna del condotto;
P = perimetro interno del condotto.

Perciò, nel caso di un condotto a sezione quadrata di lato a, risulta D = a, mentre per un condotto a sezione rettangolare di lati a, b si ha D = 2 a b/(a+b).

Le perdite di carico dovute a cambiamenti di sezione e di direzione, curve, ti, ecc. (*perdite di carico accidentali* o *localizzate*) si possono calcolare ricorrendo alle lunghezze equivalenti (tab. 45.XII) oppure tenendo presente che le perdite localizzate sono in prima approssimazione proporzionali alla pressione dinamica dell'aria

(45.39) $$h = j\gamma\frac{v^2}{2g} \quad (kg_f/m^2)$$

dove j è il cosiddetto *fattore di perdita di carico*.

Quando si applichi la (45.39), grafici o tabelle forniscono i valori di j per i vari tipi di resistenze accidentali: si vedano in proposito le tabelle 29.VIII, 29.IX, 29.X e gli altri valori di j riportati nel capitolo dedicato ai trasporti pneumatici; per maggior praticità, abbiamo raccolto nella tab. 45.XIII i

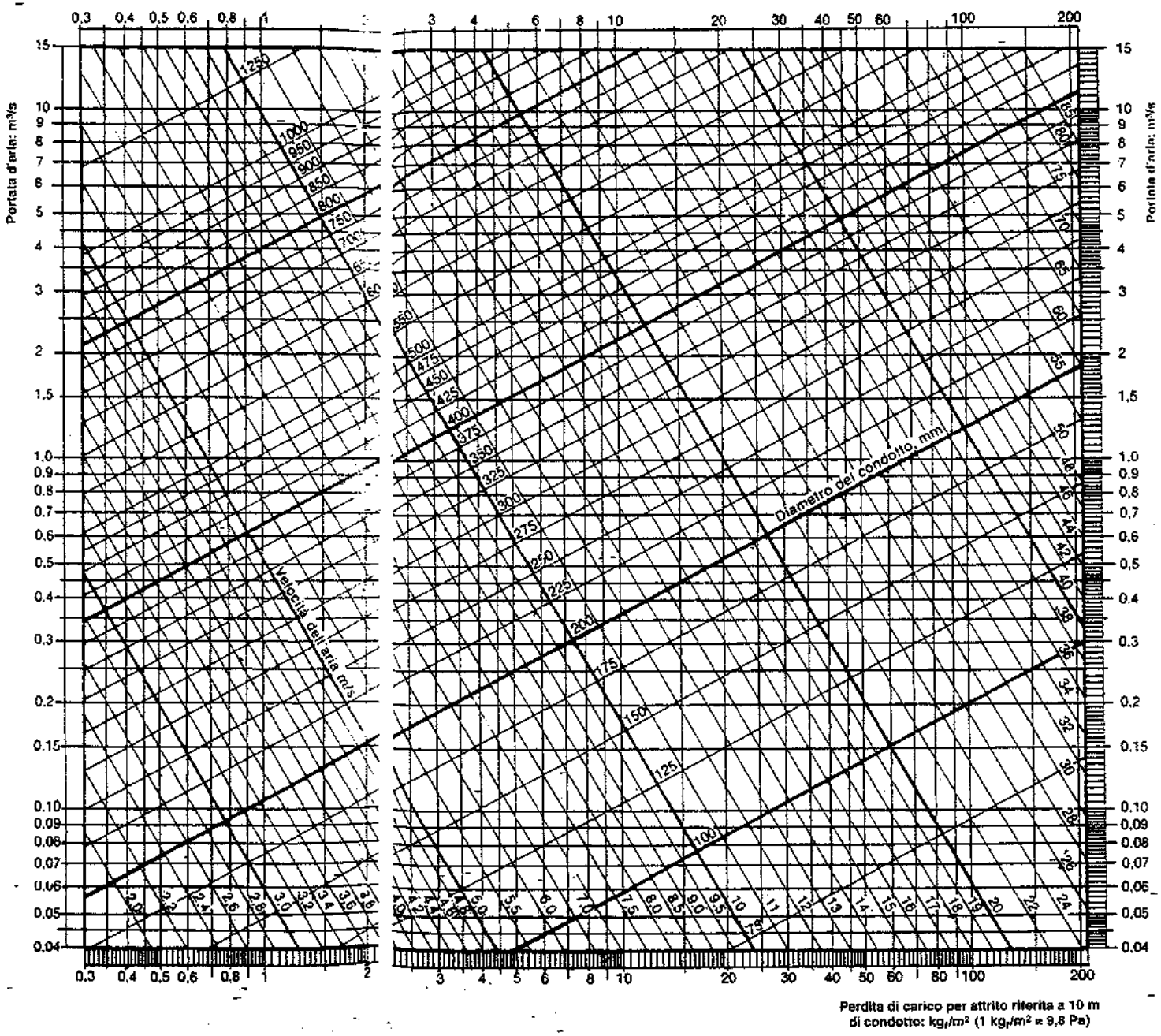
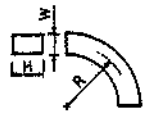
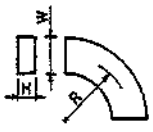


Fig. 45.12 – Diagramma per la determinazione delle perdite di carico dovute all'attrito dell'aria standard (γ = 1,20 kg_f/m^3) in condotti metallici a sezione circolare. Per condotti di sezione diversa, si consideri il diametro equivalente D = 2 ab/(a+b).

Tabella 45.XII – Perdite di carico dovute a resistenze accidentali espresse in lunghezze equivalenti.

L = lunghezza equivalente addizionale.

Tipo di resistenza accidentale	Figura	Caratteristiche	L/D
Curva a 90° (*) Sezione circolare		gomito	65
		R/D = 0,75	23
		R/D = 1,00	17
		R/D = 1,50	12
		R/D = 2,00	10
Curva a 90° (*) Sezione rettangolare		H/W R/W (**)	L/W
		0,25 gomito	25
		0,25 0,50	25
		0,25 0,75	12
		0,25 1,00	7
		0,25 1,50	4
		0,50 gomito	49
		0,50 0,50	40
		0,50 0,75	16
		0,50 1,00	9
		0,50 1,50	4
		1,00 gomito	75
		1,00 0,50	50
		1,00 0,75	21
		1,00 1,00	11
		1,00 1,50	4,5
		4,00 gomito	110
		4,00 0,50	65
		4,00 0,75	43
		4,00 1,00	17
		4,00 1,50	6
Gomito con alette		Come valore di queste resistenze, si consideri l'analoga curva.	
Ti curvilineo			

(*) Per curve di angolo $\alpha \neq 90°$, si moltiplica la perdita di una curva a 90° per $\alpha/90°$.
(**) Si noti la convenienza di adottare il rapporto R/W = 1,5 cui corrisponde un minimo di L/W.

valori di j per le resistenze accidentali più correnti.

Tanto se si ricorre alle lunghezze equivalenti quanto se si adotta la (45.39), le perdite di carico dovute alle resistenze accidentali si sommano alle perdite per attrito calcolate per l'intera lunghezza del condotto, ivi compresa la lunghezza di curve, raccordi, gomiti, ecc.

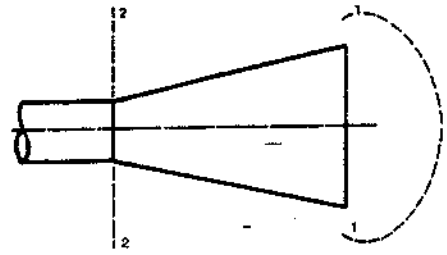


Fig. 45.13 – Schema di una cappa aspirante.

Una perdita di carico localizzata che qui ci interessa in modo particolare, è quella che si registra in corrispondenza di una cappa aspirante, con fluido costituito da aria (fig. 45.13): fra l'esterno e l'imbocco del condotto in cui la cappa si immette, tenendo presente che v_1 è praticamente trascurabile, si ha, dalla (45.32):

$$\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + W \tag{45.40}$$

dove W rappresenta appunto la perdita di carico nella cappa. Se, anziché in metri di colonna d'acqua, si esprimono le pressioni in kg_f/m^2, la (45.40) diventa

$$p_1 - p_2 = \gamma \frac{v_2^2}{2g} + j\gamma \frac{v_2^2}{2g} = (1+j)\gamma \frac{v_2^2}{2g}$$

ovvero

$$h_{s_2} = (1+j)\, h_{v_2} \tag{45.41}$$

nella quale la perdita di carico localizzata γW è stata espressa in funzione della pressione dinamica attraverso il *fattore di perdita di carico*, mentre h_{s_2} misura la depressione all'inizio del condotto (sezione 2-2) rispetto all'esterno.

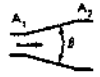
Le leggi sul movimento degli aeriformi che abbiamo sopra richiamato si riferiscono, com'è noto, ad aria pulita. Esse però si possono applicare in prima approssimazione anche ad aria contenente polvere ed altre sostanze liquide o gassose purché il rapporto materiale trasportato/aria sia sufficientemente basso.

In merito, però, sussistono pareri discordanti. Diversi autori sostengono l'opportunità di tenere conto, nel caso del trasporto di fluidi non omogenei, di un coefficiente di maggiorazione delle perdite di carico nei condotti.

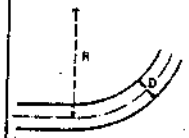
Proponiamo, per il caso in cui l'aria contenga particelle solide (polveri), l'impiego del diagramma di fig. 45.14, costruito sulla base di prove sperimentali: esso fornisce il valore di un coefficiente k, per il quale vanno moltiplicate le perdite di carico nei condotti dovute al solo flusso dell'aria, in funzione del rapporto dei pesi materiale/aria (ossia del rapporto fra il peso dell'inquinante trasportato nell'unità di tempo e il peso di aria necessaria per trasportarlo).

Tabella 45.XIII – Valori del fattore di perdita di carico j per condotti a sezione circolare, quadrata o rettangolare.

a) Variazioni di sezione

Aumento di sezione raccordato		$\beta < 5°$: $j \approx 0$ $\beta = 5°$: $j = 0{,}17$ $\beta = 7°$: $j \approx 0{,}22$ $\beta = 10°$: $j = 0{,}28$ $\beta = 20°$: $j = 0{,}45$ $\beta = 30°$: $j = 0{,}59$ $\beta = 40°$: $j = 0{,}73$
Diminuzione di sezione raccordata		$\beta < 30°$: $j_3 \approx 0$ $\beta = 30°$: $j_3 \approx 0{,}02$ $\beta = 45°$: $j_3 = 0{,}04$ $\beta = 60°$: $j_3 \approx 0{,}07$
Variazione di sezione raccordata, con aree costanti alle estremità		$\beta < 14°$: $j \approx 0{,}15$

b) Curve a 90°



$R < 5D^*$: $j = 0{,}2$

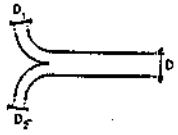
$R > 5D$: $j \approx 0$

* In ogni caso, le curve non dovrebbero mai avere raggi minori di 1,5 D.

c) Diramazioni

Riunione o divisione di due condotti

simmetrica



$j = 1$

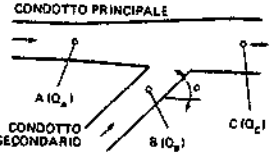
asimmetrica

per il condotto deviato *1*: $j_1 = 1{,}5$

per il condotto non deviato *2*:

D_2	$\approx D_1$	$> D_1$	$> 2D_1$	$> 3D_1$	$> 4D_1$
$j_2 \approx$	1	0,7	0,4	0,2	0,0

d) Immissione di un condotto secondario in un condotto principale, con velocità dell'aria all'incirca eguali nei due condotti



Per angoli di immissione di 45°

Rapporto fra le portate nei due rami Q_A/Q_B	Fattore di perdita di carico j (da applicare alla h_v del condotto principale)
1	0,20
2	0,17
3	0,15
4	0,14
5	0,13
6	0,12
7	0,11
8	0,10
9	0,10
10	0,10

Per angoli di immissione diversi da 45°, le perdite variano proporzionalmente a $(1 - \cos \alpha)$:

Valori di α (in gradi)	Coefficiente di variazione di j (riferito ad $\alpha = 45°$)
0	0
15	0,1
30	0,5
45	1,0
60	1,7
75	2,5
90	3,4

45.7. PROGETTO DEGLI IMPIANTI DI ASPIRAZIONE

1. Tipi di cappe

Un impianto di aspirazione delle polluzioni atmosferiche ha la funzione di provocare un flusso d'aria fra la sorgente inquinante e una cappa di forma opportuna, sistemata il più vicino possibile alla sorgente, in modo da aspirare l'aria inquinata e impedire che questa si disperda nello spazio circostante.

La fig. 45.15 illustra schematicamente un impianto per l'aspirazione di polveri, fumi, gas. Nelle sue parti essenziali, un impianto del genere comprende, nel caso più generale:

- una o più cappe aspiranti;
- uno o più condotti colleganti la o le cappe a un depuratore (separatore delle impurità contenute nell'aria);
- un elettroventilatore;
- un condotto per lo scarico nell'atmosfera dell'aria aspirata dal locale in cui si produce l'inquinante.

A seconda delle caratteristiche dell'inquinante, può esserci o no il depuratore (per esempio, nel caso di fumi non nocivi si prevede a volte la loro aspirazione dal punto in cui si producono e, attraverso la cappa e i condotti, lo scarico diretto nell'atmosfera esterna).

Le particelle di maggiori dimensioni si disperdono nell'ambiente in conseguenza dell'energia cinetica ricevuta al momento della loro formazione. La dispersione delle particelle più piccole è invece provocata dal movimento dell'aria in corrispondenza della sor-

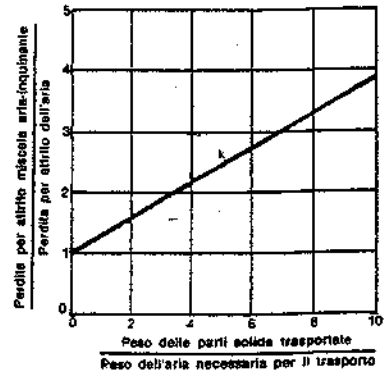


Fig. 45.14 – Coefficiente di moltiplicazione delle perdite di carico dovute al flusso di aria pulita in condotti, per tener conto del fatto che nell'aria aspirata da ambienti inquinati sono presenti particelle solide.

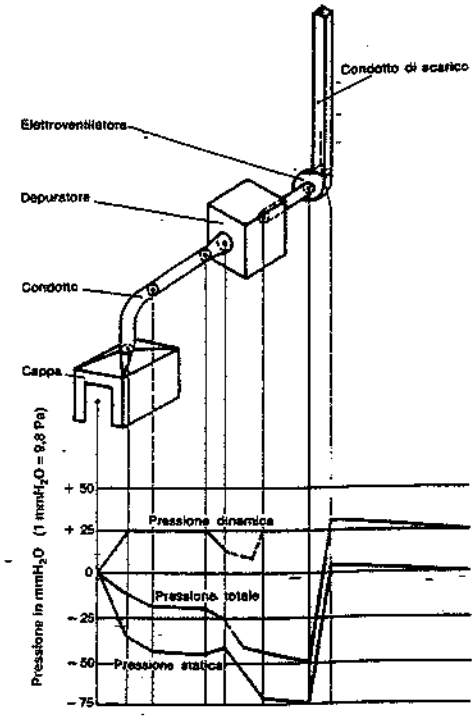


Fig. 45.15 – Schema di un impianto per l'aspirazione delle polluzioni prodotte da una lavorazione industriale, con l'indicazione dell'andamento delle pressioni.

gente di formazione. Di qui, l'importanza determinante, per un'efficiente aspirazione delle polluzioni prodotte da una o più sorgenti inquinanti, di circoscrivere e isolare quanto più possibile queste ultime con cappe, cabine o altre chiusure aventi lo scopo precipuo di impedire la dispersione di polveri, fumi o vapori nell'ambiente circostante.

È proprio al fine di realizzare il massimo isolamento delle sorgenti inquinanti e quindi di impedire la dispersione nell'ambiente delle polluzioni prodotte dalle stesse, che si ricerca di volta in volta il tipo di cappa più adatto allo scopo.

In pratica, si hanno:

- cappe installate direttamente sulle macchine (*cappe a cuffia*);
- cappe installate superiormente alle sorgenti inquinanti (*cappe a tetto* o *a baldacchino*);
- cappe a chiusura totale o parziale (*cappe a camera* o *cabine*).

Le cappe installate a bordo delle macchine captano le polveri direttamente alla sorgente impedendone la dispersione nell'ambiente. Le cappe disposte sopra la sorgente sono adottate specialmente per l'aspirazione di fumi, esalazioni e vapori più leggeri dell'aria. Le cabine (a chiusura totale o parziale) sono generalmente impiegate per impianti di verniciatura, saldatura, molatura.

Quando non è possibile racchiudere la fonte inquinante, né coprirla con cappe installate superiormente, si ripiega su cappe disposte lateralmente alla fonte stessa (*cappe tangenziali*).

Le figg. 45.16 e 45.17 si riferiscono ad alcune cappe di corrente impiego negli impianti di aspirazione delle emissioni industriali.

Nella scelta e nel dimensionamento delle cappe si dovrebbero sempre tenere presenti i seguenti criteri fondamentali:

a) applicare la cappa il più vicino possibile alla sorgente di contaminazione, possibilmente includendovela;
b) sistemare la cappa e configurarla in modo che le particelle inquinanti prodotte dalla sorgente si dirigano verso l'apertura aspirante (preferibilmente verso la parte centrale di essa);
c) disporre la cappa in modo che l'operatore non si trovi mai fra la sorgente inquinante e la cappa stessa;
d) limitare, con schermi o sipari, le correnti d'aria che possono disperdere le polluzioni;
e) prevedere cappe con flange, al fine di ridurre la portata d'aria occorrente.

Va da sé che, per rimuovere le particelle inquinanti dal punto in cui si formano, è necessario assicurare, in corrispondenza dello stesso, una velocità dell'aria (*velocità di captazione*) più elevata della velocità di fuga delle particelle. Pertanto, i principali fattori che influiscono sulla efficienza di un impianto di aspirazione sono la forma della cappa o della chiusura attorno alla sorgente inquinante e la portata di aria aspirata.

La progettazione della cappa o chiusura richiede un accurato esame della sorgente inquinante e la ricerca della forma più razionale, facendo salve le esigenze tecnologiche. Ovviamente, quanto più la sorgente inquinante è racchiusa nella cappa, tanto minore è la portata d'aria necessaria e quindi più economico l'impianto di aspirazione. La portata d'aria necessaria può pertanto essere definita solo dopo che si siano scelte la forma e le dimensioni della cappa e la sua ubicazione rispetto alla sorgente inquinante.

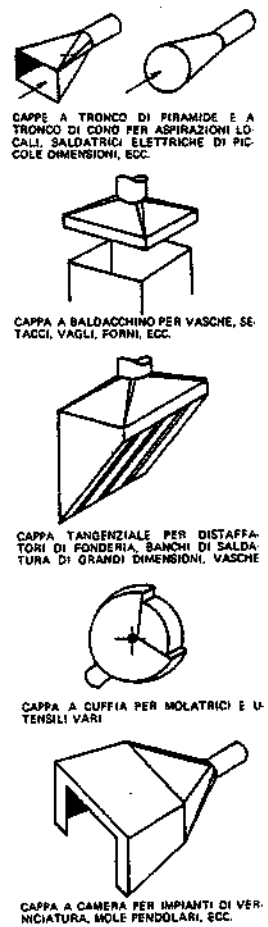


Fig. 45.16 – Alcuni tipi di cappe aspiranti.

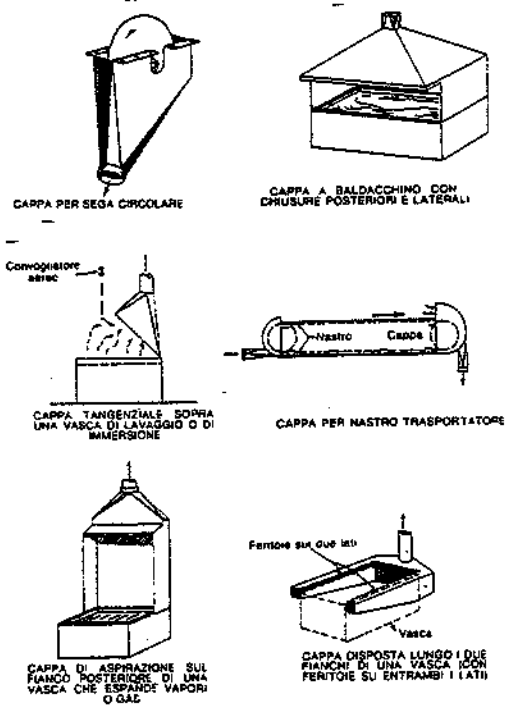


Fig. 45.17 – Cappe aspiranti per impieghi specifici.

11. Caratteristiche delle cappe

Si consideri una sorgente di aspirazione puntiforme. Il flusso d'aria verso la stessa è identico in tutte le direzioni e la portata d'aria attraverso l'unità di area (velocità) varia inversamente con il quadrato della distanza dalla sorgente. Pertanto, il luogo di tutti i punti caratterizzati dalla stessa velocità è una sfera (superficie di livello della velocità).

Analogamente, il flusso verso una sorgente rettilinea di lunghezza infinita è identico lungo tutti i raggi e la velocità dell'aria intorno alla "linea" varia inversamente con la distanza: le superfici di livello delle velocità sono dunque cilindriche.

In pratica, anziché una sorgente puntiforme o lineare si avrà una cappa o un condotto di dimensioni finite. Interessa rilevare come le linee di flusso (9) e le superfici di livello delle velocità risultino alterate rispetto ai due casi (teorici) precedenti.

La fig. 45.18 mette appunto a confronto il caso di una sorgente puntiforme con quello di un condotto aspirante a sezione circolare piana: in prossimità dell'apertura

(9) Le linee di flusso indicano i percorsi delle particelle sospese nell'aria ed entranti nella cappa.

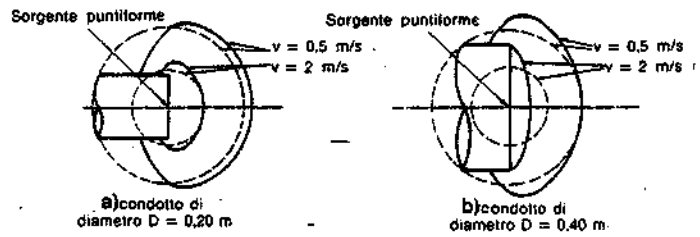


Fig. 45.18 – Confronto fra le curve di livello delle velocità relative a una sorgente aspirante puntiforme e a condotti aspiranti a sezione circolare.

aspirante (specie ai bordi della stessa) le superfici di livello delle velocità relative al condotto si scostano sensibilmente dalle superfici di livello teoriche, ma, allontanandosi frontalmente dalla cappa, esse tendono ad approssimarsi a quelle proprie di una sorgente puntiforme. Ciò è dovuto al fatto che l'area di influenza della cappa diventa grande rispetto all'area della sua apertura, la quale pertanto si può identificare, in prima approssimazione, con una sorgente puntiforme. Aumentando ancora l'area dell'apertura (fig. 45.18.b), lo scostamento dalla distribuzione teorica diventa più marcato e si estende a una distanza maggiore.

La fig. 45.19.a riporta le curve di livello delle velocità e le linee di flusso in un piano passante per l'asse di un condotto o di una cappa a sezione circolare. Data la simmetria della cappa (rotonda), un solo diagramma rappresenta l'andamento delle linee a velocità costante e delle linee di direzione in tutti i piani passanti per l'asse del condotto. La figura consente di rilevare come la velocità diminuisca all'aumentare della distanza dall'ingresso nella cappa. Ciò è ancor meglio messo in evidenza dalla fig. 45.19.b, dove le distanze dall'apertura aspirante sono espresse come percentuali del diametro D dell'apertura e le velocità, misurate lungo l'asse della cappa, sono indicate come percentuali della velocità media in corrispondenza dell'apertura (*velocità frontale*). Ma, proprio in conseguenza del fatto che le variazioni della velocità dell'aria fuori della cappa aspirante sono funzione del diametro di questa, si può anche dedurre che, a parità di velocità frontale, aumentando le dimensioni della cappa, se ne estende l'influenza in punti più lontani dall'apertura, ovvero le curve di livello rappresentanti la stessa percentuale della velocità frontale si trovano più distanti dall'imbocco: la fig. 45.20 mostra come varia la velocità assiale per alcune cappe a sezione circolare aventi aree di imbocco diverse.

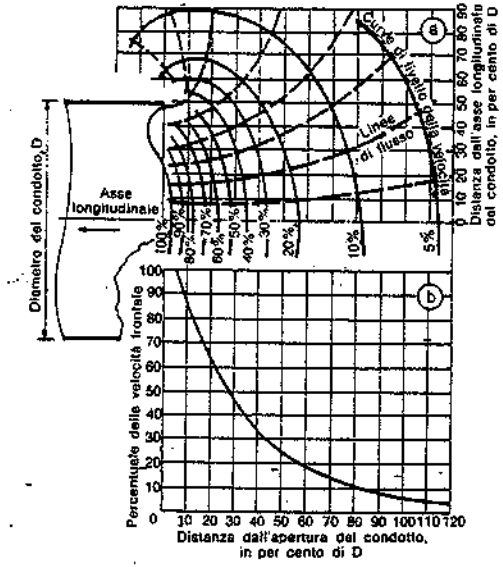


Fig. 45.19 – a) Curve di livello delle velocità e linee di flusso in un piano passante per l'asse di un condotto aspirante a sezione circolare; b) andamento della velocità dell'aria lungo l'asse all'esterno della cappa.

In ogni caso, la rapida diminuzione della velocità dell'aria lungo l'asse della cappa messa in rilievo dalla fig. 45.19.b, giustifica il suggerimento, dato poc'anzi, di ubicare la cappa il più vicino possibile al punto di generazione delle polluzioni.

Le figg. 45.21 e 45.22 illustrano le curve di livello delle velocità e le linee di flusso nei piani assiali passanti per le mediane di condotti o cappe aspiranti a sezione quadrata e rettangolare (10).

Dall'esame delle figg. 45.19, 45.21 e 45.22 si rileva che la posizione delle curve di livello e delle velocità lungo l'asse dei condotti aspiranti varia con la forma degli stessi, ma il loro andamento, indipendentemente dal valore effettivo della velocità frontale (e quindi della portata d'aria aspirata), è del tutto simile per i tre tipi di aperture considerate.

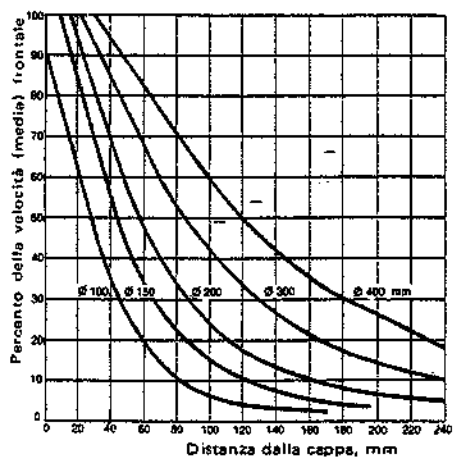


Fig. 45.20 – Velocità assiali per aperture aspiranti di diametri diversi.

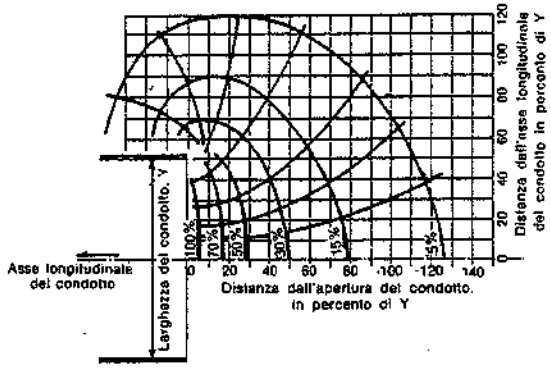


Fig. 45.21 – Curve di livello delle velocità e linee di flusso in un piano passante per l'asse di simmetria di un condotto aspirante a sezione quadrata.

Dalle distribuzioni relative alle cappe a sezione circolare, quadrata o rettangolare, si può risalire a quelle di qualsiasi altra apertura composta, sommando vettorialmente le velocità relative alle singole cappe-tipo.

In sostanza, qualunque sia il tipo di cappa adottato, la sua influenza sul comportamento di una particella inquinante non va oltre una certa distanza dalla cappa stes-

(10) Nel caso di sezioni aspiranti quadrate o rettangolari è sufficiente conoscere le curve di livello delle velocità nei due piani passanti per gli assi di simmetria in quanto, note che siano tali curve, è sempre possibile definire l'intero campo di influenza della cappa.

sa. Esperienze condotte in proposito hanno consentito di ricavare la seguente formula, che fornisce la velocità dell'aria fuori delle cappe, lungo l'asse longitudinale (11), in funzione della portata d'aria aspirata Q, della distanza x dalla cappa e dell'area frontale A_0 di questa (*formula di Dalla Valle*):

$$v = \frac{Q}{10x^2 + A_0} \qquad (45.42)$$

La (45.42) è stata utilizzata per costruire le curve della fig. 45.20. Essa conferma la rapidità con cui la velocità dell'aria aspirata diminuisce allorché ci si allontana dall'apertura della cappa e mette in evidenza la relativa influenza dell'aumento dell'area dell'apertura aspirante sull'efficienza della cappa.

La (45.42) è stata ricavata operando su cappe a sezione circolare; in prima approssimazione, però, può essere applicata anche a cappe a sezione quadrata e rettangolare.

Nel caso specifico di una cappa disposta superiormente a una vasca (fig. 45.23), la velocità dell'aria sotto la cappa è misurata con sufficiente approssimazione mediante la formula sperimentale (12):

(11) Che sia lecito riferirsi alla sola velocità dell'aria lungo l'asse dell'apertura aspirante è confermato dal fatto che le cappe sono generalmente installate con la parte centrale prospiciente la sorgente della polluzione, per cui la loro efficienza, almeno nei casi in cui le particelle prodotte seguono traiettorie casuali, è essenzialmente legata a quella velocità.

(12) La (45.43) conduce a risultati praticamente accettabili per valori del rapporto tra la distanza dalla cappa z e la lunghezza (o il diametro) della cappa W, minori di 0,3. Per valori di z/W>0.3 si è proposta la

$$v = \frac{0{,}069\ Q}{W^{0.19}\ z^{1.81}}$$

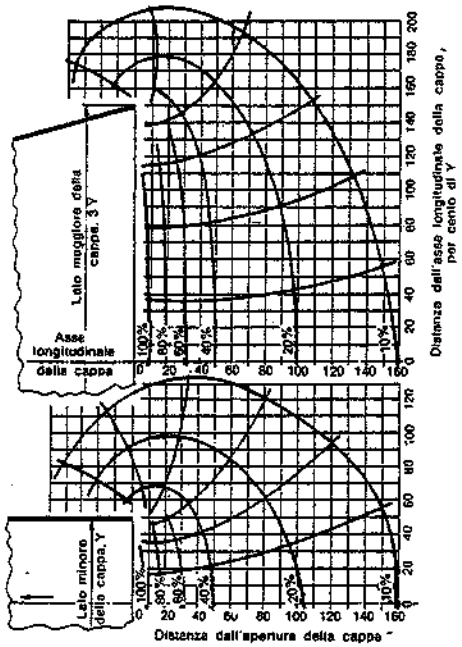


Fig. 45.22 – Curve di livello delle velocità e linee di flusso nei due piani di simmetria passanti per l'asse longitudinale di una cappa aspirante a sezione rettangolare (con rapporto fra i lati 1:3).

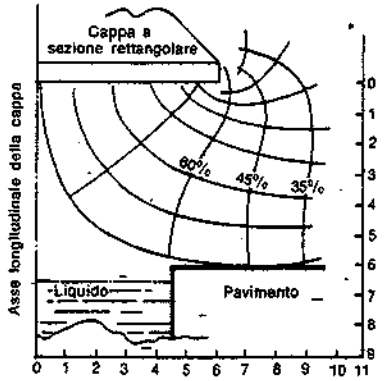


Fig. 45.23 – Curve di livello delle velocità e linee di flusso in un piano verticale passante per l'asse longitudinale di una cappa sovrastante una vasca di decapaggio.

$$v = 0{,}71\frac{Q}{Pz} \qquad (45.43)$$

dove:
v = velocità dell'aria (m/s);
Q = portata d'aria nella cappa (m^3/s);
P = perimetro della vasca (m);
z = distanza dalla cappa misurata verticalmente (m).

Una scanalatura aspirante situata ai lati di una vasca approssima il caso teorico della sorgente lineare: si è riscontrato che la velocità dell'aria fuori della scanalatura diminuisce all'incirca secondo la

$$v = \sqrt{x} \qquad (45.44)$$

dove x misura la distanza dalla scanalatura stessa.

Le cappe tangenziali esercitano un'efficiente azione aspirante a distanze <1 m dalla superficie frontale: pertanto, quando la larghezza delle vasche è maggiore, si ricorre a sistemazioni del tipo schematizzato in fig. 45.24, che prevede un getto d'aria in pressione in posizione contrapposta alla cappa aspirante. La portata d'aria Q_1 soffiata dalla scanalatura è data dalla

$$Q_1 = \frac{C}{L} \cdot Q_2 \qquad (45.45)$$

essendo:
L = larghezza della vasca (m);
C = coefficiente di efflusso (13);
Q_2 = 0,6÷0,8 m^3/s per ogni m^2 di superficie orizzontale della vasca.

L'altezza W della fessura deve essere tale che la velocità di uscita sia di 5÷10 m/s.

L'altezza H della cappa si adotta pari a

$$H = L \cdot \mathrm{tg}\ 10^\circ = 0.18\ L$$

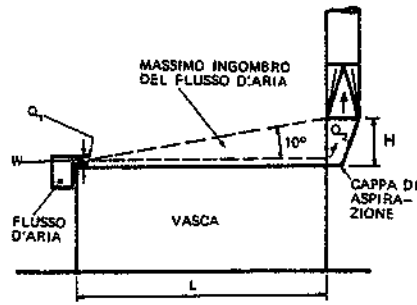


Fig. 45.24 – Impianto di aspirazione da una vasca.

La presenza di flange sui bordi dell'apertura delle cappe o dei condotti aspiranti, riducendo il flusso dell'aria dalle zone periferiche, determina un allontanamento delle curve di livello della velocità dall'apertura stessa. In linea di massima si può dire che, a parità di velocità, la presenza di flange in corrispondenza dell'apertura aspirante consente di ridurre fino al 30% la portata necessaria per assicurare una data velocità di fronte alla cappa, rispetto al caso di cappe prive di risvolti.

(13) Per il coefficiente C si assumono i seguenti valori:

L = 0÷2,50 m:	C = 0,5
L = 3.50÷5 m:	C = 0,7
L = 5÷10 m:	C = 1,0
L > 10 m:	C = 1,4

Analogamente, se la cappa è appoggiata su una superficie piana, il volume d'aria occorrente è circa il 25% in meno di quello richiesto dalla stessa cappa libera nello spazio: ciò in quanto, com'è evidenziato nella fig. 45.25, tutto avviene come se la cappa giacente sulla superficie piana avesse dimensioni doppie.

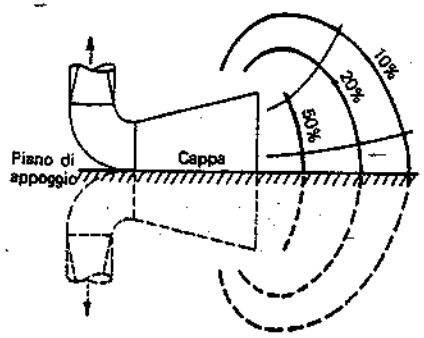


Fig. 45.25 – Curve di livello delle velocità e linee di flusso nel piano assiale verticale di una cappa appoggiata su un piano orizzontale.

III. Perdita di carico nelle cappe

La fig. 45.26 fornisce i valori del coefficiente di ingresso C per alcuni tipi di bocche o aperture a sezione circolare. Tali valori si applicano anche ad aperture e condotti a sezione quadrata o rettangolare.

La fig. 45.27 riporta i valori di C per alcune cappe di più frequente impiego nella pratica. Tali valori sono applicabili, con sufficiente approssimazione, anche a cappe aventi forme geometriche assimilabili a quelle riportate nella figura.

Forme più complesse possono essere quasi sempre considerate come combinazioni di due o più cappe tipo (per esempio, disposte in serie): in tali casi, si valutano le variazioni di velocità e si stimano le perdite di pressione per ciascuna apertura componente; si perviene infine a un coefficiente di ingresso globale.

Le figg. 45.26 e 45.27 forniscono anche, per le varie aperture o cappe, il fattore di perdita di carico j all'imbocco; la conoscenza di tale fattore torna utile quando si deve determinare la depressione statica necessaria perché all'imbocco del condotto si abbia una data velocità media. Infatti, per la (45.41), all'inizio del condotto successivo alla cappa (fig. 45.13) risulta, considerando aria alla pressione di 10^5 Pa, a 20°C e con umidità relativa del 60%:

$$h_s = (1+j)\,h_v = (1+j)\frac{v^2}{16} \qquad (45.46)$$

La fig. 45.28 fornisce i valori di j in funzione di C e viceversa. La correlazione fra j e C si ricava facilmente ricordando che, per la (45.28), la velocità dell'aria all'imbocco del condotto che si diparte dalla cappa è data, sempre per aria a 20°C e ad un grado medio di

Bocca o apertura	C	j
	0,98	0,04
β = 15° / β = 30°	0,94 / 0,90	0,13 / 0,24
	0,82	0,49
β = 15° / β = 30°	0,82 / 0,79	0,49 / 0,60
	0,72	0,93
	0,60	1,78
	0,60	1,78
	0,53	2,56

Fig. 45.26 – Coefficiente di ingresso C e fattore di perdita di carico j di alcune bocche e orifici.

Tipo di cappa	C	j
	0,72	0,93
	0,90	0,24
	0,83	0,45
	0,75	0,78
	0,82	0,49

Tipo di cappa	C	j
	0,82	0,49
	0,82	0,49
	0,79	0,80
	0,82	0,49

Tipo di cappa	C	j
	0,57	2,08
	0,61	1,69
	0,57	2,08
	0,71	0,99

Fig. 45.27 – Coefficiente di ingresso C e fattore di perdita di carico j di alcune cappe aspiranti.

umidità, dalla

$$v = 4\,C\sqrt{h_s}$$

La stessa velocità è anche data dalla (45.34)

$$v = 4\sqrt{h_v}$$

per cui

$$\sqrt{h_v} = C\sqrt{h_s}$$

E poiché $h_s = (1+j)\cdot h_v$, si ottiene

$$C = \sqrt{\frac{1}{(1+j)}} \qquad (45.47)$$

ovvero

$$j = \frac{1-C^2}{C^2} \qquad (45.47bis)$$

Se il coefficiente di ingresso C è noto e si misura h_s (per esempio, con un piezometro), è possibile ricavare h_v.

Come si può rilevare dai dati riportati nelle figg. 45.26 e 45.27, i valori del coefficiente C variano da 0,98 per una buona conformazione dell'apertura a poco più di 0,50 nel caso di semplici orifizi; mediamente C ≈ 0,7. In termini di altezza cinetica, la perdita all'ingresso varia normalmente da $0{,}1\,h_v$ a $2{,}5\,h_v$; come media, si può assumere $\approx 1\,h_v$.

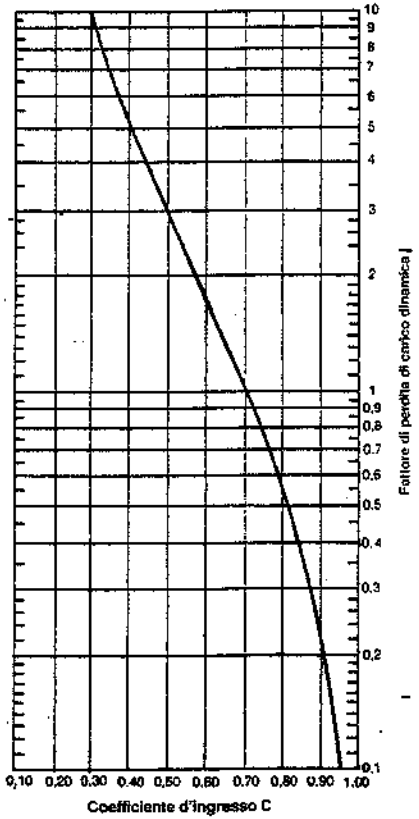


Fig. 45.28 – Correlazione fra il fattore di perdita di carico j e il coefficiente di ingresso C.

IV. Portata d'aria occorrente

La portata d'aria necessaria per l'aspirazione di una emissione mediante una cappa, può essere valutata solo dopo che si sono stabilite l'ubicazione e la forma della cappa stessa.

Nelle pagine precedenti si è messo in evidenza il fatto che la zona di influenza delle correnti aspiranti è ristretta ad uno spazio molto prossimo all'apertura della cappa, per cui si deve localizzare tale apertura il più vicino possibile alla sorgente inquinante ed in posizione tale che la polluzione si diriga verso la parte centrale della cappa. Si è pure segnalata l'opportunità di eliminare o di ridurre al minimo, mediante l'adozione di schermi o sipari, le correnti d'aria che possono disperdere la polluzione. La cappa inoltre dovrebbe essere disposta in modo che l'aria aspirata, e quindi inquinata, si allontani dall'operatore. Si è anche rilevata l'importanza di prevedere flange o risvolti lungo i bordi dell'apertura aspirante.

Aggiungiamo ancora che in tutti i punti dello spazio in cui si ha formazione di polvere, la velocità dell'aria aspirata (ossia la *velocità di captazione* delle particelle) deve risultare più alta della *velocità di fuga* delle particelle. D'altra parte, la velocità dell'aria all'ingresso nella cappa deve essere la minima possibile in relazione alla velocità richiesta nella zona di formazione della polvere.

Ciò premesso, ci proponiamo di determinare la portata d'aria necessaria per effettuare con successo l'aspirazione di una emissione mediante una cappa.

In linea generale, una volta scelto e dimensionato il tipo di cappa e averne stabilita la posizione rispetto alla sorgente inquinante, si possono presentare diversi casi (fig. 45.29).

1) È nota la portata d'aria occorrente Q e perciò si possono ricavare la velocità frontale v_0, la velocità v in corrispondenza dell'imbocco del condotto successivo alla cappa e, attraverso le curve di livello della velocità fuori della cappa oppure mediante la formula (45.42) o seguenti, la velocità v_c in corrispondenza della sorgente inquinante. Sovente la portata d'aria è approssimativamente conosciuta in base all'esperienza o ai dati forniti dalle case costruttrici di certi macchinari (si veda a titolo di esempio la tab. 45.XIV).

2) È data la velocità frontale dell'aria v_0 e da essa si risale alla portata d'aria Q, alla velocità fuori della cappa, alla depressione statica h_s ed alla velocità v all'imbocco del condotto successivo alla cappa. Per esempio, le tabelle 45.XV (ultima colonna) e 45.XVI forniscono le velocità di ingresso consigliate per la captazione di alcune emissioni di origine industriale.

$$Q = A_0 v_0 = 4CA\sqrt{h_s} = 4A\sqrt{h_v}$$

$$v_c = \frac{Q}{10x^2 + A_0}$$

$$v = 4C\sqrt{h_s} = 4\sqrt{h_v}$$

$$h_s = (1 + j)\frac{v^2}{16}$$

$$h_v = \frac{v^2}{16}$$

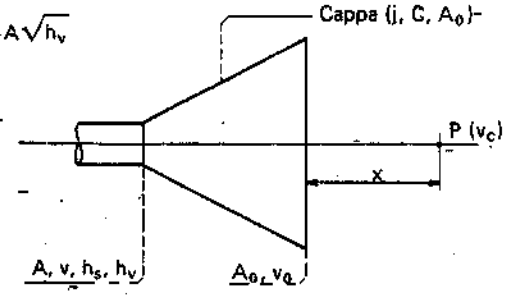


Fig. 45.29 – Parametri ed espressioni fondamentali per la progettazione di una cappa aspirante.

Tabella 45.XIV – Portata d'aria aspirata, depressione necessaria e diametro dei condotti aspiranti per alcuni impianti di fonderia.

Tipo di impianto	Diametro del condotto m	Depressione statica kg_f/m^2 (*)	Portata d'aria m^3/s
Granigliatrice *Pangborn* 3GO continua e barile	0,50	70	4,3
Granigliatrice *Pangborn* ES 385 continua	0,65	70	7,0
Forno fusorio ghisa da 18 t	1,10	120	17,5
Macchina per formatura anime in cassa d'anima calda *Sutter* a 2 stazioni	0,65	80	5,8

(*) 1 kg_f = 9.8 N

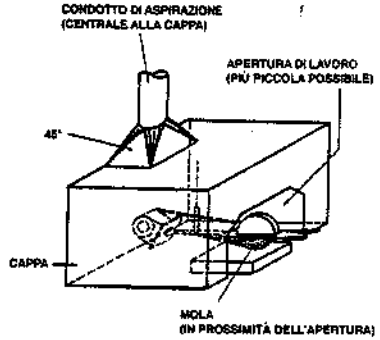
Tabella 45.XV – Valori minimi della velocità dell'aria per il controllo delle emissioni prodotte in alcune lavorazioni industriali.

Tipo d'industria	Impianto o lavorazione	Velocità dell'aria (m/s) in corrispondenza della sorgente	Velocità dell'aria (m/s) in corrispondenza dell'apertura della cappa
Lavorazione del marmo	Utensili pneumatici manuali	1	–
	Macchine per lavorazioni superficiali	7,5	–
	Utensili vari	–	7,5
Trasportatori di materiali alla rinfusa	Elevatori con testata parapolvere	–	2,5
	Trasportatori a nastro (punti di scarico)	–	1 (*)
Verniciatura a spruzzo	Cabina di verniciatura	–	0,25-1
	Metallizzazione a spruzzo:		
	piombo	1	–
	zinco	0,7	–
Lavorazione delle sabbie	Macchine insaccatrici	2	–
	Mescolatori	–	1
Galvanostegia	Cromatura	–	7,5
	Vasche di acidi e vapori	0,4-0,5	–
Feltrifici	Spazzolatura	1	–
	Macchine da taglio	2	–
Saldatura elettrica	Saldatura	1	–
Industrie estrattive	Frantoi (per minerali, pietre, ecc.)	–	1
	Vagli (racchiusi)	–	1 (**)

(*) Ovvero 0,5 m^3/s per metro di larghezza del nastro.
(**) Attraverso le aperture di ispezione.

Tabella 45.XVI – Velocità frontale dell'aria nelle cappe per mole pendolari.

Larghezza dell'apertura	Velocità frontale
mm	m/s
1200 ÷ 1800	0,5 ÷ 0,8
600 ÷ 750	1,2



3) È nota la velocità necessaria per "catturare" la polluzione prodotta (velocità di captazione v_c) ed allora si può valutare la velocità frontale v_o, la portata d'aria Q e la depressione statica h_s all'imbocco del condotto in cui sfocia la cappa. La tab. 45.XV già citata riporta (penultima colonna) alcuni valori della velocità v_c necessari per assicurare l'aspirazione di polveri, fumi, gas e vapori prodotti in alcune lavorazioni industriali.

4) È nota la velocità da assegnare all'aria nei condotti dell'impianto di aspirazione o, il che è lo stesso, la relativa pressione dinamica, e pertanto è possibile determinare la portata, la velocità di ingresso nella cappa e la velocità all'esterno di quest'ultima, nonché la depressione statica all'imbocco del condotto. La tab. 45.XVII elenca un certo numero di materiali polverosi e per ognuno indica le velocità di trasporto nei condotti.

5) È data la pressione statica h_s (e/o il diametro) all'inizio del condotto a cui si collega la cappa; così, a titolo di esempio, la tab. 45.XIV riporta, per determinate macchine, il diametro del condotto immediatamente successivo alla cappa e la depressione statica che deve essere assicurata all'imbocco dello stesso. In questo caso si può ricorrere al teorema di Torricelli, per il quale la portata d'aria è funzione della sezione A del condotto in cui sfocia la cappa, della depressione h_s e del coefficiente di ingresso C; ossia, per aria alla pressione di 10^5 Pa, a 20°C e con umidità relativa del 60%:

(45.29) $$Q = 4\,C\,A\,\sqrt{h_s}$$

Ovviamente, l'aria sottratta all'ambiente dagli impianti di aspirazione deve essere reimmessa. Rileviamo in proposito che se non occorre una reintegrazione di aria superiore a circa un ricambio/ora, le condizioni ambientali sono sovente mantenute a livelli accettabili per effetto di imperfezioni di tenuta dei serramenti. Per un numero più elevato di ricambi/ora, è necessario prevedere una immissione integrativa. Questa però deve avvenire

Tabella 45.XVII – Valori della velocità dell'aria necessari per trasportare alcune emissioni industriali.

Polveri di	Velocità m/s
smerigliatrici	7÷10
rettificatrici	15÷20
fonderia (barilatrici, distaffatrici)	15÷22
scorie d'alto forno	15÷20
piombo	20÷25
cereali	15÷17
cuoio	15÷20
gomme	10÷12
granito	15÷20
carbone	18÷20
marmo	6÷10

senza che gli operatori siano sottoposti a correnti d'aria aventi velocità troppo elevate (14) e temperature troppo diverse dalla temperatura ambiente.

Citiamo i seguenti criteri da adottare in pratica per realizzare la reintegrazione artificiale dell'aria ambiente estratta dagli impianti di aspirazione:
- le prese d'aria esterne debbono essere previste in posizioni ed a distanze tali da escludere ricircolazioni apprezzabili;
- mediamente, l'aria di reintegro deve avere, nel periodo di riscaldamento, una differenza di temperatura superiore di almeno 4°÷5°C rispetto alla temperatura ambiente per $v \leq 0{,}5$ m/s: la differenza di temperatura può raggiungere valori tanto più elevati quanto maggiore è la velocità di immissione dell'aria. Nel periodo di eventuale raffrescamento, la sensibilità degli operatori alla velocità ed alla differenza di temperatura diventa una funzione assai complessa di vari fattori: modalità di immissione dell'aria nell'ambiente di lavoro; umidità relativa dell'aria a contatto con l'epidermide degli operatori; condizioni di termoregolazione fisiologica degli interessati (età, sesso, coibenza degli abiti, latitudine di provenienza, ecc.); il problema deve quindi essere affrontato caso per caso.

45.8. ELETTROVENTILATORI

La portata d'aria occorrente per aspirare le polluzioni atmosferiche è assicurata da elettroventilatori. Questi, in generale, si distinguono in due categorie principali:
- i ventilatori *centrifughi* o *radiali*;
- i ventilatori *elicoidali* o *assiali*.

I primi aspirano l'aria parallelamente al loro asse e la restituiscono in direzione radiale. I secondi aspirano e mandano l'aria in direzione assiale.

A parità di portata d'aria, i ventilatori centrifughi generano pressioni maggiori, sono più ingombranti e risultano meno rumorosi dei ventilatori elicoidali.

Principali caratteristiche degli elettroventilatori sono:

1) la portata d'aria Q (m^3/s); talvolta, il volume d'aria trasportato nell'unità di tempo si esprime in "normal metri cubi", vale a dire viene riferito allo stato normale dell'aria (0°C e 10^5 Pa); risulta:

$$Q\ (m^3/s) = (Nm^3/s)\cdot\frac{273+t}{273}$$

dove t è la temperatura dell'aria in gradi Celsius;

2) la prevalenza H in kg_f/m^2 (1 kg_f/m^2 = 9,8 Pa):

(45.48) $$H = h_s + h_v$$

essendo:

h_s = pressione statica (pressione manometrica misurata perpendicolarmente alla direzione del flusso) necessaria per vincere le resistenze del circuito;

h_v = pressione dinamica o energia cinetica dell'aria alla bocca di uscita del ventilatore;

(14) Affinché l'immissione dell'aria non risulti fastidiosa, è bene che la velocità v a contatto dell'operatore non superi 0,3÷0,5 m/s, in relazione alla differenza di temperatura $t+1° \div +5°C$ tra l'aria immessa e quella ambiente.

3) La potenza assorbita N (kW):

(45.49) $$N = \frac{Q \cdot H}{102\,\eta}$$

dove η è il rendimento totale del ventilatore.

Mentre la portata di un ventilatore non varia con la temperatura dell'aria, le altre due caratteristiche variano con la temperatura proporzionalmente al peso specifico γ (kg_f/m^3):

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}$$

essendo $\gamma = 1{,}293\dfrac{273}{(273+t)}$ per aria secca a t°C e a 10^5 Pa.

Inoltre, a peso specifico dell'aria costante, le tre caratteristiche dei ventilatori variano con la velocità di funzionamento n secondo le espressioni:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \qquad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \qquad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

La regolazione dei ventilatori (cioè la variazione della portata d'aria resa) può essere ottenuta:
- variando la velocità di funzionamento mediante motore a corrente continua o a doppia polarità oppure mediante giunto oleodinamico;
- installando sul lato aspirazione una serranda a palette multiple radiali;
- inserendo nel circuito una resistenza addizionale (per esempio, una serranda sul lato mandata).

Se le polveri assorbite sono infiammabili od esplosive, si ricorre a ventilatori con pale in leghe di alluminio o altri metalli non ferrosi (quelle di acciaio potrebbero dar luogo a scintille); inoltre, si deve prevedere la messa a terra.

Quando il materiale aspirato passa attraverso il ventilatore, occorre che questo abbia particolari caratteristiche: così, la girante avrà pale aperte nel caso di fibre di cotone, trucioli, ecc. (al fine di evitare intasamenti); la macchina sarà costruita in leghe speciali (per ridurre l'usura) nel caso di polveri abrasive; e così via. Se l'impianto di depurazione è installato a monte del ventilatore, tali precauzioni assumono minore importanza; non vanno però trascurate del tutto, in relazione all'efficienza di depurazione dell'impianto stesso.

Ventilatori centrifughi

Le parti costituenti fondamentali dei ventilatori centrifughi sono (fig. 45.30):
- la girante;
- il boccaglio o cono di aspirazione;
- il diffusore a chiocciola.

La girante aspira il fluido dalla bocca di entrata e gli imprime una spinta centrifuga e quindi energia cinetica che si trasforma poi in energia statica. Il boccaglio di aspirazione provvede a far pervenire il fluido alla girante in condizioni ottimali: in particolare, riducendo al minimo l'urto del fluido entrante contro le pale della girante.

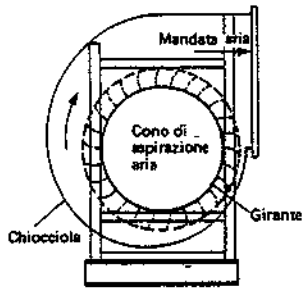


Fig. 45.30 – Ventilatore centrifugo.

Le giranti dei ventilatori centrifughi hanno pale di forme svariate; le più impiegate sono le seguenti:

a) pale curve rovesce (fig. 45.31): sono caratterizzate da buoni rendimenti (0,80÷0,90) e sono impiegate preferibilmente per il trasporto di aria e gas puliti (la presenza di polvere potrebbe dar luogo a depositi sul retro delle pale, sbilanciando il complesso);

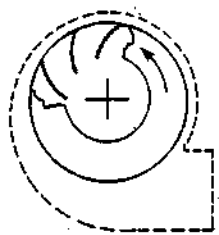


Fig. 45.31 – Girante con pale curve rovesce.

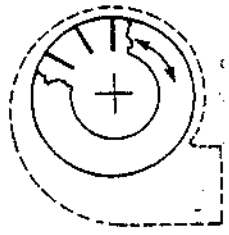


Fig. 45.32 – Girante con pale a entrata e uscita radiale.

b) pale diritte radiali (fig. 45.32): caratterizzate da rendimenti compresi fra 0,65 e 0,75, sono particolarmente adatte per il trasporto di aria polverosa (il distacco delle particelle avviene più facilmente che non nel caso di pale curve); quando l'aria che perviene al ventilatore contiene trucioli, carta, filacce, ecc., le pale vengono rinforzate sul retro e la girante è sprovvista di disco anteriore (fig. 45.33): il rendimento scende a 0,55÷0,65;

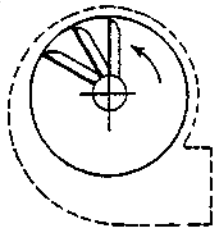


Fig. 45.33 – Girante aperta.

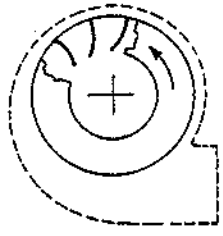


Fig. 45.34 – Girante con entrata curva e uscita radiale.

c) pale ad entrata curva e uscita radiale (fig. 45.34): rappresentano un'ottima soluzione contro i depositi polverosi; il loro rendimento è leggermente superiore a quello delle pale diritte radiali (0,70÷0,75).

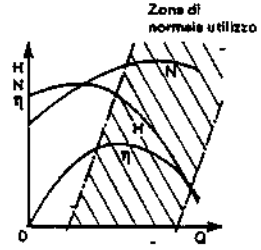


Fig. 45.35 – Curve caratteristiche di un ventilatore centrifugo.

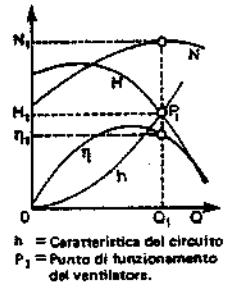


Fig. 45.36 – Determinazione del punto di funzionamento di un ventilatore centrifugo.

La fig. 45.35 fornisce le curve caratteristiche di un ventilatore centrifugo funzionante a velocità costante. Sovrapponendo alle curve caratteristiche di più ventilatori la caratteristica del circuito (fig. 45.36), si individua la macchina più adatta allo scopo.

La prevalenza massima raggiungibile con i ventilatori centrifughi è di 1500 kg_f/m^2; normalmente non si superano 500 kg_f/m^2 (≈ 5000 Pa).

Le normali forme costruttive dei ventilatori centrifughi sono legate alla posizione

della bocca di mandata e presentano 16 combinazioni diverse (fig. 45.37): infatti, le posizioni normali della bocca premente variano da 0° a 315° (di 45° in 45°) e ad ognuna delle otto posizioni della bocca premente corrispondono due posizioni della bocca aspirante. La rotazione del ventilatore è definita oraria o antioraria a seconda del senso di rotazione della girante vista dal lato aspirazione.

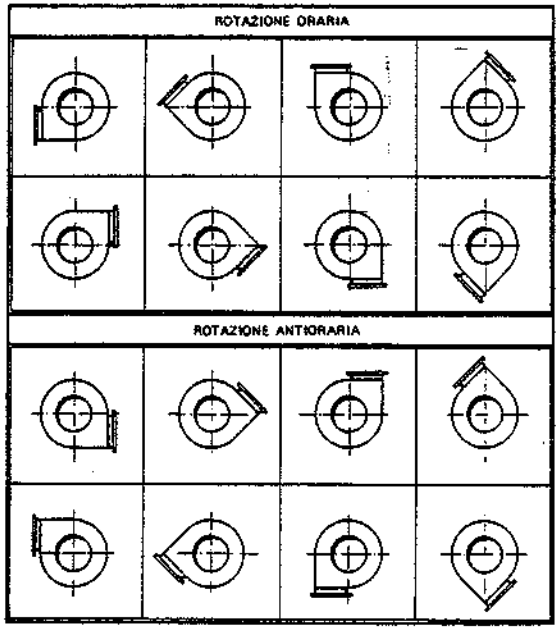


Fig. 45.37 – Orientamenti delle bocche di mandata (viste dal lato delle bocche di aspirazione).

I ventilatori centrifughi hanno una o due bocche di aspirazione (fig. 45.38): nel secondo caso, a parità di diametro, velocità, peso specifico e pressione totale, il ventilatore ha portata doppia ed assorbe potenza doppia rispetto al ventilatore a semplice aspirazione.

L'accoppiamento fra il ventilatore ed il motore elettrico può essere del tipo diretto ma, più spesso, è attuato mediante giunto semielastico oppure cinghie trapezoidali.

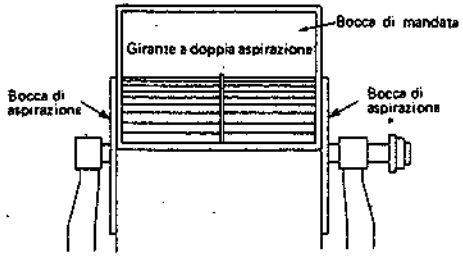


Fig. 45.38 – Ventilatore centrifugo a doppia aspirazione.

Ventilatori elicoidali

Gli elementi fondamentali dei ventilatori assiali sono (fig. 45.39):
- la girante;
- la cassa o tamburo con eventuale boccaglio o cono di aspirazione sull'entrata e diffusore sull'uscita;
- le pale direttrici a valle (o a monte) della girante.

Queste ultime hanno lo scopo di "raddrizzare" la corrente recuperando parte dell'energia della componente rotazionale del fluido, presente in genere all'uscita delle pale. Quando il ventilatore aspira da un ambiente, occorre applicare, a monte della girante, un boccaglio avente lo scopo di ridurre le perdite d'imbocco e di assicurare un efflusso regolare dell'aria. Il boccaglio non è più necessario quando il ventilatore aspira da una tubazione. La funzione dell'eventuale diffusore a valle della girante consiste nel trasformare parte della pressione dinamica esistente a valle dei raddrizzatori in pressione statica. Sempre nel caso di ventilatori installati su tubazioni, al fine di consentire l'accesso alla girante ed ai relativi cuscinetti senza smontare l'intero ventilatore, si realizza sovente l'involucro esterno apribile per circa metà della sua circonferenza (fig. 45.40.a) oppure si installa l'intero gruppo motore-girante sulla parte apribile dell'involucro (fig. 45.40.b).

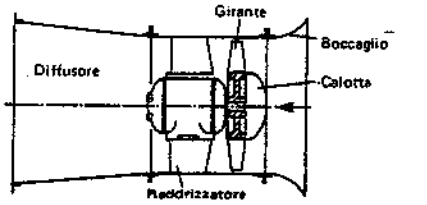


Fig. 45.39 – Ventilatore assiale.

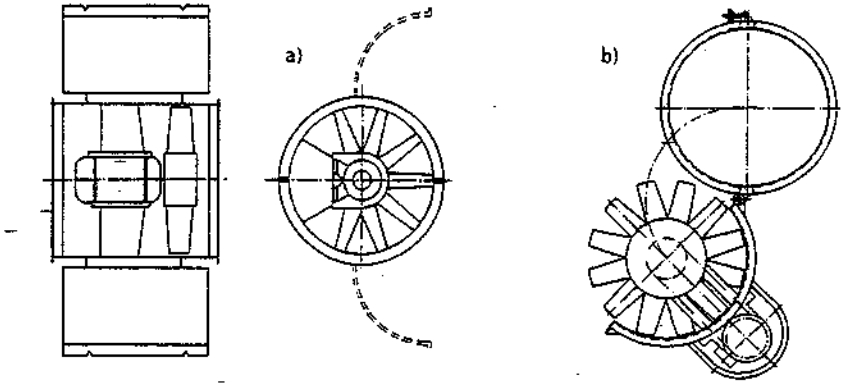


Fig. 45.40 – Ventilatori assiali installati su tubazioni: a) gruppo rotante accessibile attraverso sportelli apribili; b) gruppo rotante fissato a uno sportello apribile.

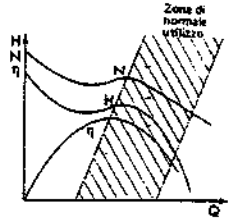


Fig. 45.41 – Curve caratteristiche di un ventilatore elicoidale.

Le pale dei ventilatori elicoidali possono essere fisse oppure orientabili a girante ferma o in moto (quest'ultima alternativa è adottata solo nei ventilatori di maggior portata): la loro inclinazione è stabilita dalle prestazioni richieste, dal diametro della girante e dalla velocità periferica di questa.

La fig. 45.41 riporta le curve caratteristiche di un ventilatore assiale: la caratteristica prevalenza-portata dipende dall'inclinazione delle pale rispetto al loro piano di rotazione. In ogni caso, la potenza assorbita cresce al diminuire della portata.

Quando sussistono problemi di rumorosità, non conviene superare velocità tangenziali superiori a 20 m/s.

La prevalenza dei ventilatori elicoidali raggiunge al massimo 200 kg_f/m^2 (≈ 2000 Pa).

L'accoppiamento ventilatore-motore può essere del tipo diretto (il motore è pertanto immerso nel flusso d'aria) oppure assicurato a mezzo di cinghie.

La fig. 13.21 mostra un'applicazione classica dei ventilatori elicoidali: l'estrazione (in altri casi, l'immissione) di aria dagli ambienti di lavoro.

45.9. ESEMPIO DI DIMENSIONAMENTO DI UN IMPIANTO DI ASPIRAZIONE

In sintesi, il progetto di un impianto di aspirazione si affronta, nel caso più generale, sviluppando la seguente procedura:

1) si individua il layout dei condotti;
2) si disegnano le varie cappe, in modo da poterne stimare il coefficiente di ingresso;
3) si calcola la portata d'aria nelle singole cappe;
4) si dimensionano i vari condotti e si determinano le velocità dell'aria negli stessi;
5) si valutano la prevalenza e la portata d'aria totali richieste al ventilatore, risalendo poi alla potenza assorbita dal motore dello stesso.

Il calcolo deve partire dalla cappa più lontana e procedere attraverso il condotto principale e le derivazioni fino al ventilatore.

Per il dimensionamento dei condotti, si considera la portata d'aria occorrente e si impone $A \leq Q/v$.

Converrà naturalmente considerare alcuni diametri in alternativa, fra i quali, dopo aver calcolato le perdite di carico totali nel circuito e la potenza assorbita dal motore del ventilatore, si sceglierà quello più conveniente.

La resistenza totale di un impianto di aspirazione eguaglia la somma delle perdite dovute a:

- ingresso nella cappa;
- resistenza nei condotti, ivi comprese curve, innesti nel condotto principale, raccordi;
- perdite nell'eventuale depuratore;
- resistenza nel condotto fra depuratore (eventuale) ed elettroventilatore;
- resistenza nel condotto di scarico a valle dell'elettroventilatore;
- massima altezza cinetica nel sistema.

Già si è visto come si determina la perdita di carico in una cappa caratterizzata da un'area di imbocco A_0, coefficiente di ingresso C e fattore di perdita di carico j noti.

Le perdite di carico nei condotti dovute alle resistenze di attrito possono essere calcolate utilizzando la fig. 45.12 oppure mediante le formule (45.37) o (45.38): infatti, per ognuno dei diametri considerati in alternativa, risulta nota la sezione dei condotti e la velocità dell'aria negli stessi.

Le perdite in curve, raccordi, giunzioni, ti, riduzioni, ecc. sono facilmente determinabili considerando le rispettive lunghezze equivalenti oppure le perdite di carico corrispondenti ad ogni resistenza accidentale (v. la tab. 45.XII per le prime e la tab. 45.XIII per le seconde).

Applichiamo il procedimento ad un caso pratico, ad esempio quello schematizzato in fig. 45.42. Come si vede, si tratta di un impianto destinato ad assicurare l'aspirazione da tre punti diversi, corrispondenti ad altrettante macchine.

I diametri dei tre condotti secondari (a sezione circolare) e le depressioni statiche agli imbocchi degli stessi siano stati scelti in via preliminare (e provvisoria) in base all'esperienza oppure seguendo le indicazioni dei fornitori delle macchine o ancora ricorrendo a tabelle del tipo di quelle riportate nelle pagine precedenti.

Il coefficiente di ingresso relativo a ciascuna delle tre cappe aspiranti sia stato valutato dopo aver definito la forma delle stesse e, ad esempio, utilizzando le indicazioni fornite dalla fig. 45.27 o simili; il diagramma di fig. 45.28 consente, una volta noto il coefficiente C, di ricavare il fattore di perdita di carico j.

In definitiva, i dati di partenza per la soluzione del problema siano quelli raccolti nella tab. 45.XVIII. Le lunghezze dei vari condotti, le curve, i ti, in una parola le

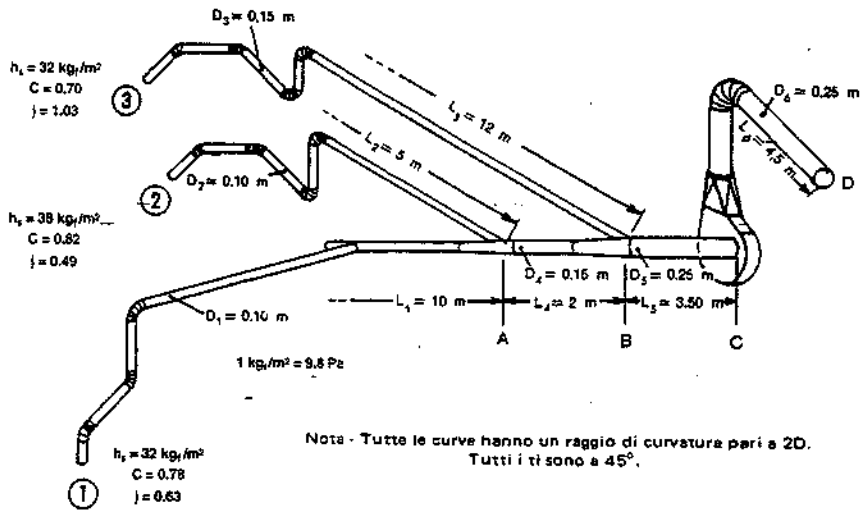


Fig. 45.42 – Layout e parametri caratteristici di un impianto per l'aspirazione delle polluzioni prodotte da tre macchine.

Tabella 45.XVIII – Dati di partenza per il dimensionamento dell'impianto di fig. 45.42.

Macchina N.	Coefficiente di ingresso m	Coefficiente di ingresso C	Perdita di carico all'ingresso j	Depressione di statica kg$_f$/m²
1	0,100	0,78	0,63	32
2	0,100	0,82	0,49	38
3	0,125	0,70	1,03	32
Curve : R ≈ 2D Ti : ≈ 45° Aumenti di sezione: $\beta < 5°$			1 kg$_f$/m² = 9,8 Pa	

caratteristiche dell'impianto, sono evidenziate nella fig. 45.42.

Consideriamo dapprima il tratto di condotto compreso fra la macchina più lontana (cioè la macchina 1) e il ti contrassegnato in fig. 45.42 con la lettera A ed esprimiamo le varie cadute di pressione in termini di altezza cinetica h_v:

- perdita di carico nella cappa dell'ingresso 1: per la (45.46) risulta:

$$h_s = (1+j)\cdot h_v = (1+0{,}63)\cdot h_v = 1{,}63\ h_v$$

– perdita di carico nei 10 m del condotto 1-A di D = 0,10 m: in base alla formula (45.37) ed alla tab. 45.XI si ricava:

$$\lambda' \frac{L}{D} h_v = 0{,}02 \frac{10}{0{,}10} h_v = 2\, h_v$$

– perdita di carico nelle 3 curve del condotto 1-A (tab. 45.XIII):

$$3 \cdot 0{,}20\, h_v = 0{,}60\, h_v$$

– perdita di carico nei 2 ti del condotto 1-A (tab. 45.XIII):

$$2 \cdot 0{,}20\, h_v = 0{,}40\, h_v$$

– perdita di carico totale nel condotto 1-A:

$$4{,}63\, h_v \ (kg_f / m^2)$$

D'altra parte, in corrispondenza dell'ingresso nel condotto 1, h_s è nota, per cui, in quel punto

$$1{,}63\, h_v = h_s = 32\ kg_f / m^2$$

Se ne deduce che

$$h_v = \frac{32}{1{,}63} = 19{,}6\ kg_f / m^2$$

cosicché la h_s in A vale

$$h_s = 4{,}63 \cdot 19{,}6 = 91\ kg_f / m^2$$

Dalla $h_v = \frac{v^2}{16}$ è poi possibile ricavare la velocità dell'aria nel condotto

$$v = 17{,}7\ m/s$$

e poiché

$$A = 0{,}00785\ m^2$$

$$Q = 0{,}00785 \cdot 17{,}7 = 0{,}139\ m^3/s.$$

Si procede analogamente per gli altri tronchi di condotto dell'impianto: i relativi calcoli sono riportati nella tabella riepilogativa 45.XIX.

Ancora con riferimento al tronco di condotto 1-A, se anziché h_s all'inizio del condotto si fosse conosciuta, per esempio in base all'esperienza, la velocità che l'aria deve avere nel condotto per assicurare l'aspirazione della polluzione prodotta dalla macchina 1, si sarebbero potuti impostare i calcoli nel modo seguente.

Supponendo, in via preliminare, v = 18 m/s, risulterebbero:

– depressione all'inizio del condotto:

$$h_s = (1 + j) \frac{v^2}{16} = 33\ kg_f / m^2$$

– perdita di carico nei 10 m del condotto 1-A di D = 0,10 m (fig. 45.12):

$$h_s = 46\ kg_f / m^2$$

– perdita di carico nelle 3 curve e nei 2 ti del condotto 1-A: si consideri la corrispondente lunghezza equivalente (tab. 45.XII)

$$L_{eq} = 5 \cdot 10 \cdot 0{,}10 = 5\ m$$

Tabella 45.XIX – Calcoli relativi all'impianto di aspirazione di cui alla fig. 45.42.

N.	Parte dell'impianto	Descrizione	Caduta di pressione statica h_s / h_v	Caduta di pressione statica h_s (kg_f/m^2)	Pressione statica nel condotto princip. (kg_f/m^2)	Portata nei condotti (m^3/s): secondari	Portata nei condotti (m^3/s): principali
1	Condotto da 1 ad A	Ingresso: C = 0,78; j = 0,63	1,63	32			
2		Condotto (10 m): $0{,}02 \cdot \frac{10}{0{,}10}$ =	2,00				
3		Curve (n. 3): 3 · 0,20 =	0,60				
4		Ti (n. 2): 2 · 0,20 =	0,40				
5		Perdita di carico da 1 ad A =	4,63				
6		$h_v = \frac{32}{1{,}63} = 19{,}6$; v = 17,7 m/s					
7		h_s in A: 4,63 · 19,6 =		91	91		
8		Q = 0,00785 · 17,7 =				0,139	
9	Condotto da 2 ad A	Ingresso: C = 0,82; j = 0,49	1,49	41 (1)			
10		Condotto (5 m): $0{,}02 \frac{5}{0{,}10}$ =	1				
11		Curve (n. 3): 3 · 0,20 =	0,60				
12		Ti in A (n. 1): 1 · 0,20 =	0,20				
13		Perdita di carico da 2 ad A =	3,29				
14		h_s in A =			91		
15		$h_v = \frac{91}{3{,}29} = 27{,}6$; v = 21 m/s					
16		Q = 0,00785 · 21 =				0,165	
17	Condotto principale da A a B	Condotto (2 m):		4,4			0,304
18		Ti in B (n. 1): 1 · 0,18 =	0,18	3,3 (2)			
19		$v = \frac{0{,}304}{0{,}0177} = 17{,}2$; $h_v = 18{,}5$					
20		Perdita di carico da A a B =		7,7			
21		h_s in B =			98,7		
22	Condotto da 3 a B	Ingresso: C = 0,70; j = 1,03	2,03	47,3			
23		Condotto (12 m): $0{,}018 \frac{12}{0{,}15}$ =	1,44				
24		Curve (n. 3): 3 · 0,20 =	0,60				
25		Ti in B (n. 1): 1 · 0,18 =	0,18				
26		Perdita di carico da 3 a B =	4,25				
27		h_s in B =			98,7		
28		$h_v = \frac{98{,}7}{4{,}25} = 23{,}2$; v = 19,3 m/s					
29		Q = 0,0177 · 19,3 =				0,342	
30	Condotto principale da B a C	Condotto (3,5 m):		2,4			0,646
31		Perdita di carico da 1 a C (depressione al ventilatore), h_s in C =			101,1		
32		Portata del ventilatore =					0,646
33	Condotto di scarico C – D	Condotto (4,5 m):		3,1			0,646
34		Curva (n. 1): 1 · 0,20 =	0,20	2,2			
35		$v = \frac{0{,}646}{0{,}049} = 13{,}2$ m/s; $h_v = 10{,}9$					
36		Perdita di carico da C a D =		5,3			
37	Ventilatore	Contropressione del ventilatore (in base all'esperienza) =		13			
38		h_s in C =			18,3		
39	Potenza assorbita	$p = \frac{0{,}646 \cdot 119{,}4}{102 \cdot 0{,}6} = 1{,}26$ kW	Si adotta un motore elettrico serie unificata MEC/IEC da 1,5 kW in c.c. tipo chiuso (IP 55).				

(1) Prodotto di (1 + j) = 1,49 (riga 9) per la h_v = 27,6 (riga 15).
(2) Prodotto di 0,18 (riga 18) per h_v = 18,5 (riga 19).

per cui la relativa perdita di carico vale

$$h_s = 24\ kg_f/m^2$$

Perdita di carico totale nel condotto 1-A:

$$h_s = 105\ kg_f/m^2$$

Inoltre:

$$Q = 0.00785 \cdot 18 = 0.141\ m^3/s$$

e poiché in corrispondenza dell'ingresso 1

$$h_s = 1{,}63\ h_v = 33$$

risulta

$$h_v = \frac{33}{1{,}63} = 20.2\ kg_f/m^2$$

per cui la perdita di carico in A espressa in funzione di h_v vale

$$\frac{105}{20{,}2} h_v = 5\ h_v$$

Analogamente per gli altri tronchi di condotto.

Ritorniamo alla tabella riepilogativa 45.XIX. Poiché le correnti d'aria provenienti dalle macchine 1 e 2 si riuniscono in A, in questo punto la pressione è la stessa e pertanto sono uguali le cadute di pressione dall'atmosfera in corrispondenza della macchina 1 al punto A e dall'atmosfera in corrispondenza della macchina 2 allo stesso punto A.

Perciò la perdita di carico (che nell'esempio di cui alla tab. 45.XIX è espressa in termini di altezza cinetica) nel tratto di condotto 2-A può considerarsi determinata. È allora possibile valutare la velocità e la portata d'aria in quel tronco.

Inoltre, procedendo a ritroso lungo il tronco di condotto A-2, si può risalire al valore della depressione che si produce nella cappa della macchina 2. Sovente tale depressione risulta diversa da quella considerata preventivamente (per esempio, nel caso in esame, la depressione nella cappa della macchina 2 è pari a 41 kg_f/m^2, mentre il valore assunto in base all'esperienza e riportato nella tabella dei dati di partenza era di 38 kg_f/m^2, inferiore quindi alla depressione che si ha in realtà). Il modo migliore per annullare tali differenze di pressione è quello di ridurre o aumentare le resistenze lungo il condotto: nell'esempio di cui sopra, si tratta di ridurre le resistenze fra 2 ed A.

In base ai calcoli effettuati, risultano definite la portata di aria, la prevalenza totale e la potenza elettrica assorbita dal motore del ventilatore.

45.10. IMPIANTI DI DEPURAZIONE DELL'ARIA DA POLVERI E FUMI

La funzione degli impianti di depurazione è di sottrarre le polluzioni al flusso d'aria che le ha aspirate dagli ambienti di lavoro o dalle fonti inquinanti, scaricando l'aria in condizioni di purezza accettabili o comunque non dannose. Quando le polluzioni sono costituite da polveri o fumi, tale separazione è ottenuta con *impianti di depurazione* del tipo *a secco* oppure *a umido*.

Si definisce *efficienza* di un impianto di depurazione il rapporto fra la quantità di inquinante trattenuta dall'impianto stesso e la quantità totale presente nell'aria prima della depurazione. In pratica, si fa sovente riferimento alla quantità di inquinante rimasta nell'aria a valle dell'impianto (normalmente misurata, se si tratta di polveri, in mg/Nm^3 di gas), stante la difficoltà di misurare la concentrazione della polluzione a monte del depuratore.

Impianti di depurazione a secco

Comprendono, fra gli altri, i seguenti tipi di depuratori:

a) *meccanici*, fra i quali citiamo:
- le camere di sedimentazione;
- i separatori a urto;
- i cicloni ed i multicicloni.

Le *camere di sedimentazione* (fig. 45.43) rappresentano il tipo più semplice di depuratore: consistono in una camera di dimensioni tali da ridurre la velocità dell'aria e consentire la sedimentazione delle particelle di polvere per gravità.

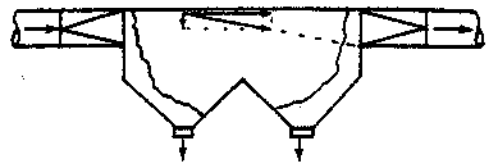


Fig. 45.43 – Camera di sedimentazione o separatore a gravità.

Per ottenere una buona separazione delle polveri dall'aria, occorre quindi disporre di camere molto grandi oppure avere a che fare con particelle sufficientemente pesanti. Pertanto, anche se la loro costruzione è semplice e poco costosa, le camere di sedimentazione sono poco usate a causa della bassa efficienza di separazione e del notevole ingombro.

La loro applicazione è limitata, in genere, alla separazione delle particelle più grossolane (superiori a 50÷100 μm) a monte di impianti di depurazione più efficienti.

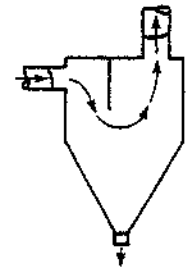


Fig. 45.44 – Separatore a urto o ad inerzia d'urto.

I *separatori a urto* (fig. 45.44) determinano, grazie ad appositi deflettori, una brusca variazione di direzione della corrente gassosa: conseguentemente, la maggior inerzia della polvere provoca la sua separazione dall'aria. Le particelle che si possono trattenere nei separatori a urto hanno una granulometria media superiore a 20÷50 μm.

Essenzialmente, un *ciclone* (fig. 45.45) consiste in un cilindro con una entrata tangenziale, una uscita assiale verso l'alto e una parte inferiore di forma conica dotata di apparecchiatura per lo scarico delle polveri trattenute (v. capitolo 29).

La posizione tangenziale dell'apertura di ingresso nel ciclone e l'alta velocità dell'aria provocano un moto circolare del flusso gassoso: conseguentemente, le particelle, a causa della maggior inerzia, precipitano lungo le pareti del separatore. L'aria invece segue dapprima una spirale discendente per poi risalire assialmente verso l'uscita.

Poiché l'efficacia della forza centrifuga diminuisce all'aumentare del diametro del ciclone (v. § 45.5.II), quando le portate d'aria inquinata sono elevate, anziché maggiorare le dimensioni del ciclone si ricorre a più cicloni disposti in parallelo (fig. 45.46).

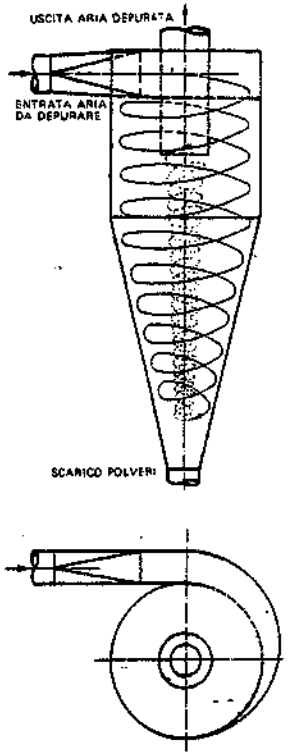


Fig. 45.45 – Depuratore a ciclone.

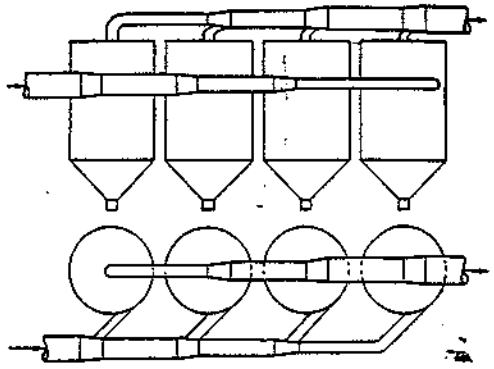


Fig. 45.46 – Depuratore multiciclonico.

A fronte di un costo di acquisto e di esercizio relativamente modesto, i depuratori a ciclone non sono adatti per separare polluzioni aventi una granulometria media inferiore a 10μm e raggiungono efficienze di separazione non molto elevate (80% circa per particelle aventi una granulometria media di 30μm; come massimo si può arrivare al 90% nel caso dei multiciclonii: per questi motivi sono sovente installati a monte di impianti di depurazione aventi più elevate efficienze.

b) ***a maniche* o *a tessuto*.**

Consistono essenzialmente in:

- una *camera* a struttura metallica contenente il sistema filtrante, con sottostanti tramogge atte a raccogliere e ad evacuare, attraverso apposite apparecchiature (valvole rotanti, coclee, ecc.), le polveri separate dalla corrente gassosa (15);
- un *sistema filtrante* costituito da una serie di maniche tubolari o "a sacco", confezionate con tessuti scelti in relazione alle caratteristiche chimico-fisiche del fluido da depurare: si impiegano tessuti in fibre naturali (cotone, lana), sintetiche (nylon, orlon, dacron, nomex e simili) o minerali (fibre di vetro);
- un *dispositivo di pulizia* atto a rimuovere le particelle trattenute dalle maniche del sistema filtrante: i dispositivi più frequentemente impiegati sono del tipo a scuotimento meccanico delle maniche o ad insufflazione di aria in senso opposto a quello del fluido da depurare; tali sistemi richiedono che, durante le operazioni di pulizia, il flusso dell'aria polverosa si interrompa; per ovviare a tale inconveniente si adottano sovente altri dispositivi, detti *a pulizia continua*, i quali alimentano getti d'aria ad alta pressione sulla superficie pulita delle maniche, in modo da rimuovere particelle depositatesi sulla superficie opposta. Per non interrompere il funzionamento dell'impianto di depurazione, l'operazione di pulizia (attuata con uno dei metodi suddetti) interessa in successione gruppi parziali di maniche.

La scelta del dispositivo di pulizia dipende in modo particolare dalle caratteristiche chimico-fisiche delle particelle da separare (granulometria, temperatura, ecc.).

Nell'impianto di fig. 45.47, l'aria e la polvere in essa contenuta vengono immesse, attraverso una condotta (in pressione o in depressione), in una camera sottostante ai filtri a maniche veri e propri; in tale camera avviene – per gravità – una prima separazione delle particelle più grandi o più pesanti. La restante polluzione è trascinata dall'aria dentro le maniche e qui trattenuta (sulla superficie interna del tessuto); la corrente gassosa depurata prosegue invece il cammino verso l'apposita condotta di uscita dal filtro.

I depuratori a tessuto sono adatti per inquinanti aventi granulometria anche molto piccola (inferiore al micrometro), per i quali raggiungono efficienze di separazione elevate (in certi casi di poco inferiori al 100%).

Ciò significa, in pratica, che essi possono garantire emissioni inferiori a 50 mg/Nm^3; sovente si sono rilevate concentrazioni residue di 20÷30 mg/Nm^3.

c) ***elettrostatici*.**

La polluzione viene fatta passare attraverso un campo elettrostatico ad alta tensione formato da due gruppi di elettrodi, di cui quello negativo è carico, mentre quello positivo è posto a terra. In tale campo, le particelle ricevono una carica negativa, dopo di che sono attratte verso l'elettrodo positivo.

Si hanno depuratori elettrostatici *a piastre* e a *tubi*. I primi (fig. 45.48) consistono, schematicamente, in una camera a sezione rettangolare con struttura metallica contenente un certo numero di piastre disposte parallelamente e a distanza costante, funzionanti come elettrodi posti a terra; nello spazio compreso fra le piastre è sospesa verticalmente una serie di fili (16) ad alto

(15) La polvere separata dai filtri a maniche può essere raccolta in sili o tramogge oppure trasformata in palline sferoidali mediante apposite macchine granulatrici.

(16) Può trattarsi di elettrodi a profilo costante per tutta la loro lunghezza oppure di punti di emissione, aventi forme svariate, fissati su appositi elementi portanti (fig. 45.49.a) o ancora di tubi dotati di bracci sopportanti i punti di emissione (fig. 45.49.b).

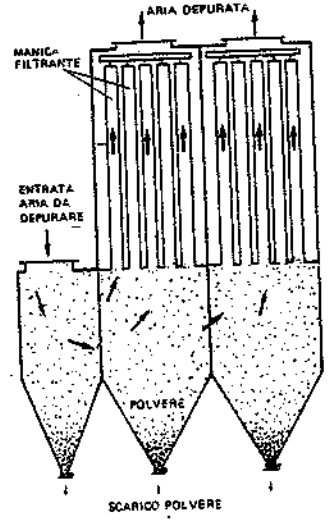


Fig. 45.47 – Depuratore a maniche.

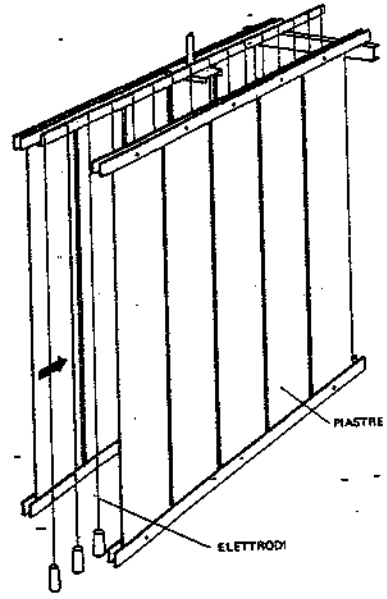


Fig. 45.48 – Schema di depuratore elettrostatico a piastre.

potenziale negativo: il gas da depurare passa tra i fili emettitori e le piastre e l'inquinante si deposita su queste ultime. Impulsi meccanici comandati automaticamente fanno vibrare le piastre rimuovendo la polvere.

I depuratori elettrostatici a tubi (fig. 45.50) consistono in una serie di tubi, generalmente a sezione poligonale, racchiusi in un apposito involucro metallico, dentro i quali fluisce – dal basso verso l'alto – il gas da depurare. Lungo l'asse di tali tubi sono sospesi, sotto forma di fili, gli elettrodi di carica, mentre i tubi costituiscono gli elettrodi collettori della polvere. La polluzione depositata sulla superficie interna dei tubi viene rimossa facendo passare in essi un flusso d'acqua.

Con polveri aventi una granulometria superiore al micrometro, i filtri elettrostatici assicurano efficienze di depurazione dello stesso ordine di grandezza di quella dei filtri a maniche. I residui di polvere nell'aria depurata variano mediamente da 20 a 60 mg/Nm^3 (a seconda del tipo e della composizione dell'emissione trattata). Comportano, ovviamente, alti costi di investimento e di esercizio.

Tanto i depuratori a piastre quanto quelli a tubi vengono suddivisi in più sezioni, in modo che sia possibile intercettare una sezione alla volta per rimuovere la polvere senza dover interrompere il funzionamento dell'impianto e, ovviamente, senza che l'efficienza di filtrazione ne risenta.

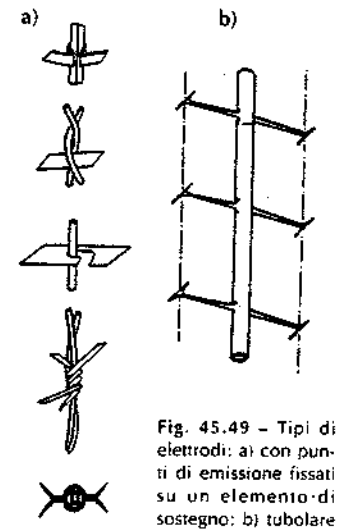


Fig. 45.49 – Tipi di elettrodi: a) con punti di emissione fissati su un elemento di sostegno; b) tubolare con bracci portanti i punti di emissione.

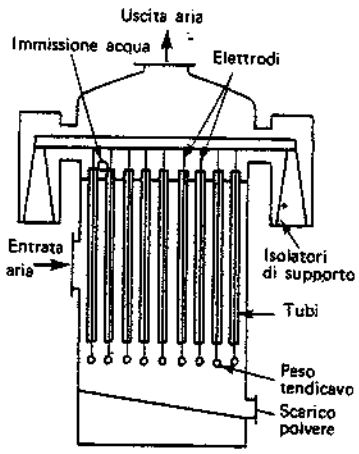


Fig. 45.50 – Depuratore elettrostatico a tubi.

Impianti di depurazione a umido

I depuratori a umido disponibili sul mercato differiscono gli uni dagli altri sia come funzionamento sia come grado di efficienza. Tutti però prevedono un lavaggio dell'aria inquinata con un liquido (di solito acqua) che sottrae le particelle in essa contenute. Tali depuratori hanno un vasto campo di applicazione, ivi compresa la depurazione di gas ad alta temperatura o ad elevato tenore di umidità oppure contenenti particelle con proprietà adesive.

Apposite vasche di sedimentazione provvedono alla separazione delle polluzioni dall'acqua di lavaggio e consentono anche il recupero ed il ricircolo di buona parte di tale acqua.

I tipi di depuratori a umido più usati sono i seguenti:

A) Idrofiltri ad azione centrifuga

La fig. 45.51 si riferisce ad uno di tali depuratori: una torre cilindrica contiene una serie di settori costituiti da alette direttrici lambite da una pioggia d'acqua che cade dall'alto. L'aria entra nella parte inferiore della torre da una apertura tangenziale che le imprime un moto circolare; subisce perciò una prima azione volta a rimuovere le particelle più grossolane. Successivamente, la corrente fluida attraversa i vari settori separatori, dove avviene la vera e propria azione di lavaggio. Infine, incontra un "separatore di gocce" che trattiene le particelle d'acqua in sospensione, evitando che le stesse vengano trascinate all'esterno con il gas depurato.

I depuratori a umido ad azione centrifuga sono adatti per filtrare gas contenenti fino al 25% di polvere con granulometria media inferiore a 10 μm. È possibile ottenere efficienze di separazione del 95÷98% (17). Il fabbisogno di acqua varia di solito da 300 a 500 litri ogni 1000 m^3 di aria aspirata.

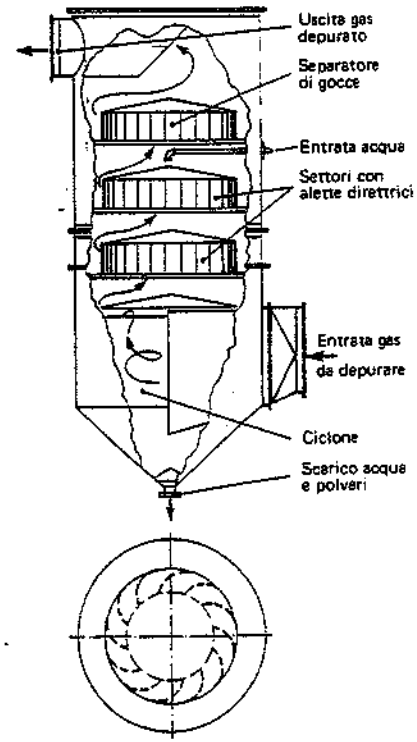


Fig. 45.51 – Depuratore a umido ad azione centrifuga.

B) Filtri Venturi (fig. 45.53)

Il principio di funzionamento consiste nel far passare le polluzioni in una gola a sezione ridotta (fig. 45.54) così da elevarne la velocità fino a 20÷50 m/s; nella stessa gola si immette una certa quantità di acqua perpendicolarmente alla corrente gassosa: l'elevata velocità del gas polverizza l'acqua e le varie goccioline incorporano una o più particelle di inquinante. Dopo il Venturi, la velocità del gas diminuisce

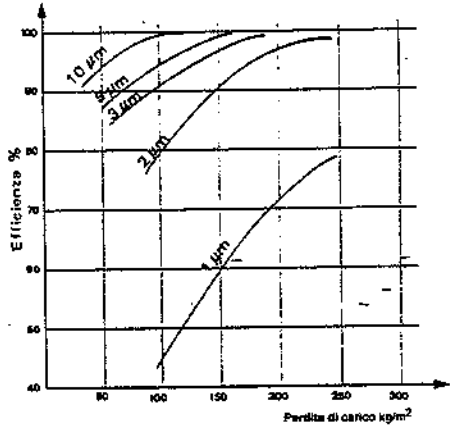
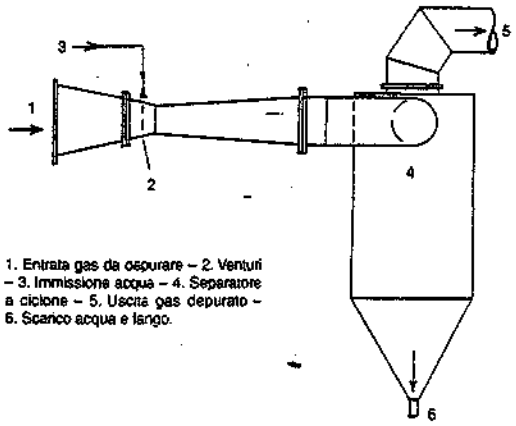


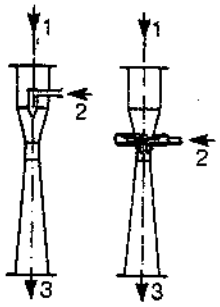
Fig. 45.52 – Diagramma dell'efficienza di un idrofiltro ad azione centrifuga.

(17) La fig. 45.52 riporta un diagramma efficienza di filtrazione-granulometria della polvere (costituita prevalentemente da sabbia silicea, nero fumo e bentonite) relativo a un idrofiltro ad azione centrifuga: come si può rilevare, l'efficienza di separazione dipende dalle dimensioni delle particelle.



1. Entrata gas da depurare – 2. Venturi – 3. Immissione acqua – 4. Separatore a ciclone – 5. Uscita gas depurato – 6. Scarico acqua e fango.

Fig. 45.53 – Depuratore a umido Venturi.



1. Entrata gas da depurare – 2. Entrata acqua – 3. Uscita gas depurato.

Fig. 45.54 – Sezioni Venturi per idrofiltri.

rapidamente, mentre le gocce di liquido, a causa della loro inerzia, non subiscono eguale rallentamento: ne risulta così facilitato l'abbattimento in un separatore a ciclone previsto a valle del Venturi. L'efficienza di tali filtri varia notevolmente con la velocità dell'aria nella gola (dipende quindi dalla perdita di carico ovvero dalla potenza assorbita); è possibile raggiungere efficienze prossime al 100% anche con particelle submicroniche. Il fabbisogno di acqua varia di solito fra 500 e 1500 litri ogni 1000 m^3 di aria aspirata.

C) Elettrofiltri a umido

Quando le polveri da separare presentano sfavorevoli caratteristiche elettriche oppure i gas aspirati possono incendiarsi od esplodere o ancora nei casi in cui si prevedono condizioni di esercizio molto variabili, si ricorre a filtri elettrostatici a umido, i quali – rispetto agli elettrofiltri a secco – hanno preinserita una zona di lavaggio ad acqua per l'abbattimento delle particelle più grandi. Le particelle più fini vanno invece a depositarsi sugli elettrodi posti a terra, dai quali sono distaccate mediante una pioggia d'acqua che agisce ad intervalli regolari di tempo.

Scelta del depuratore

La scelta di un impianto di depurazione va anzitutto circoscritta ai tipi che risultano adatti allo scopo prefissato, in base ai seguenti parametri:
- grado di depurazione che si vuole ottenere;
- portata e caratteristiche chimico-fisiche della corrente fluida (18);
- caratteristiche chimico-fisiche delle particelle inquinanti (18);
- concentrazione della polluzione nella corrente fluida (18).

(18) Tali parametri possono variare con il tempo.

Il grafico di fig. 45.55 fornisce una indicazione approssimata dei campi di impiego dei depuratori in funzione della granulometria delle emissioni da trattare.

Effettuata una prima selezione in base ai fattori di cui sopra, si sceglie il tipo di impianto di depurazione considerando i seguenti elementi:
- costi di acquisto, esercizio e manutenzione;
- valori dell'efficienza di separazione in funzione delle dimensioni medie e della composizione percentuale delle emissioni da filtrare, nonché del periodo intercorrente fra una pulizia e l'altra del filtro;
- dimensioni di ingombro dell'impianto di depurazione;
- perdita di carico minima (dopo la pulitura), media e massima (prima della pulitura).

Il D.M. 12 luglio 1990 elenca i principali impianti di abbattimento disponibili, precisando i rispettivi campi di applicazione, nonché vantaggi e svantaggi.

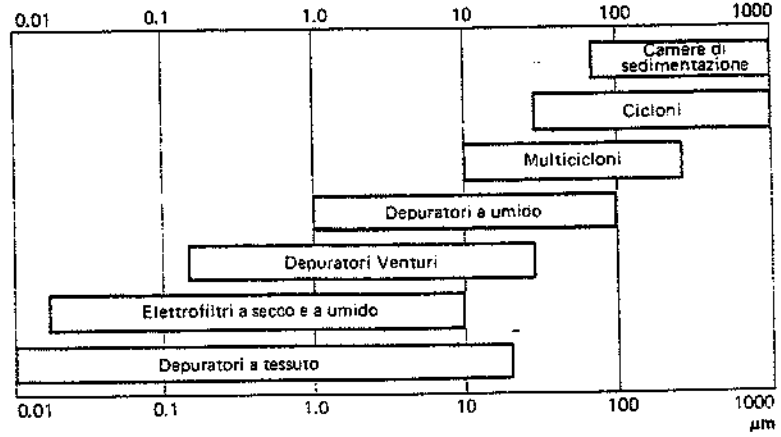


Fig. 45.55 – Campi approssimativi di impiego dei depuratori industriali.

45.11. ABBATTIMENTO DI GAS E VAPORI

La tecnica di più largo impiego per la depurazione di gas e vapori inquinanti o aggressivi (acido solforico, nitrico, cloridrico, idrogeno solforato, ammoniaca, cloro) è quella dell'assorbimento.

Com'è noto, l'assorbimento è un meccanismo attraverso il quale uno o più componenti sono rimossi da una corrente gassosa mediante dissoluzione in una corrente liquida che funge da solvente.

In generale, la sostanza assorbita può essere separata dalla soluzione solvente e quest'ultima eventualmente rigenerata per un successivo riutilizzo.

Il reagente o la soluzione più adatti per l'abbattimento dei vapori o dei gas viene scelto in base all'affinità chimica tra sostanza da abbattere e soluzione da utilizzare. Oltre a ciò occorre che la soluzione sia poco costosa e non aggressiva.

Dal punto di vista impiantistico, l'abbattimento viene in genere effettuato in torri del tipo:
- a riempimento (fig. 45.56);
- a piatti (fig. 45.57);

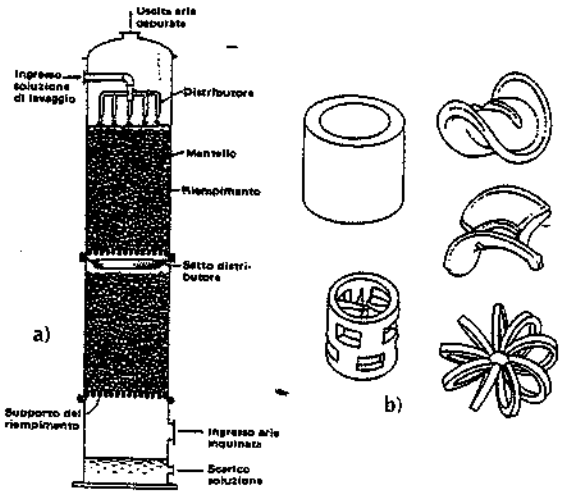


Fig. 45.56 – Torre a riempimento per l'abbattimento di vapori aggressivi: a) struttura tipica della torre; b) materiali di riempimento più comuni (anelli, selle, spirali).

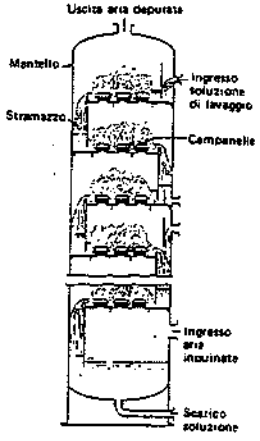


Fig. 45.57 – Torre a piatti per l'abbattimento di vapori aggressivi.

– a pioggia (ossia prive di piatti o riempimenti) oppure in lavatori (*scrubber*) tipo Venturi (fig. 45.58).

La scelta del sistema di abbattimento è fatta tenendo presente:
– il tipo di sostanza da abbattere;
– la portata di aria inquinata da trattare;
– l'efficienza che si deve conseguire.

In generale, l'assorbimento in colonna di riempimento presenta, nei confronti dell'assorbimento in colonna a piatti, i seguenti vantaggi:
– minor costo, per l'impiego di materiali meno pregiati;
– minori perdite di carico.

D'altro canto, le torri a piatti sono preferibili:
– quando si temono intasamenti;
– in caso di esercizio a temperatura variabile;
– quando si debba sottrarre il calore di soluzione che si può sviluppare nell'abbattimento (il raffreddamento si ottiene inserendo sui piatti dei serpentini convoglianti fluido refrigerante).

Lo scrubber tipo Venturi è analogo agli omonimi filtri utilizzati nel caso delle polveri. L'abbattimento, di tipo chimico-fisico, avviene grazie alla differenza di velocità tra gas e particelle liquide ed alla turbolenza che si forma nella gola. Anche qui, a valle del Venturi è prevista una camera di separazione delle gocce di liquido, al fine di evitare il trascinamento della soluzione di lavaggio.

Fig. 45.58 – *Scrubber* tipo Venturi per vapori aggressivi.

Tale tipo di abbattitore è il più adatto per eliminare gas molto solubili quali vapori di ammoniaca e di acido solforico. Per altri inquinanti gassosi poco solubili, dati i minimi tempi di contatto tra liquido e gas assicurati nel Venturi, si preferiscono le torri di assorbimento.

Per quanto riguarda le soluzioni utilizzabili per l'assorbimento, i tipi più classici per l'eliminazione di vapori acidi sono a base di:
– idrossido di sodio, al 3÷15%;
– carbonio di sodio, al 1÷20%.

Per gli altri inquinanti, si individuano di volta in volta le soluzioni selettive specifiche.

Oltre ai tradizionali sistemi di depurazione dianzi citati, correntemente utilizzati per il trattamento degli effluenti industriali, sono attualmente in fase di applicazione nuove tecniche di depurazione per inquinanti specifici. Ricordiamo, in particolare, quelle per l'abbattimento dell'anidride solforosa (inquinante tipico delle centrali termoelettriche ad olio combustibile e a carbone) e degli ossidi di azoto, emessi da tutti i processi di combustione e da particolari impianti (per esempio, quelli di produzione dell'acido nitrico).

Per quanto riguarda l'anidride solforosa un'alternativa all'abbattimento a valle del processo di combustione è costituita dall'impiego di combustibili a basso tenore di zolfo (v. capitolo 43). Tuttavia è prevedibile che in futuro, in conseguenza della crescente domanda, la reperibilità di tali combustibili sarà sempre più difficoltosa e costosa. Ragione per cui si dovranno adottare tecnologie atte al trattamento dei fumi di combustione. In questa ottica, i processi più promettenti sembrano essere basati sull'assorbimento dell'anidride solforosa con soluzioni alcaline (idrossido di sodio, carbonato di sodio o di calce, latte di calce), come esemplificato nello schema di fig. 45.59. Tali processi garantiscono una elevata efficienza di depurazione e danno origine a notevoli quantità di sottoprodotti, in alcuni casi utilizzabili, in altri da smaltire in discarica.

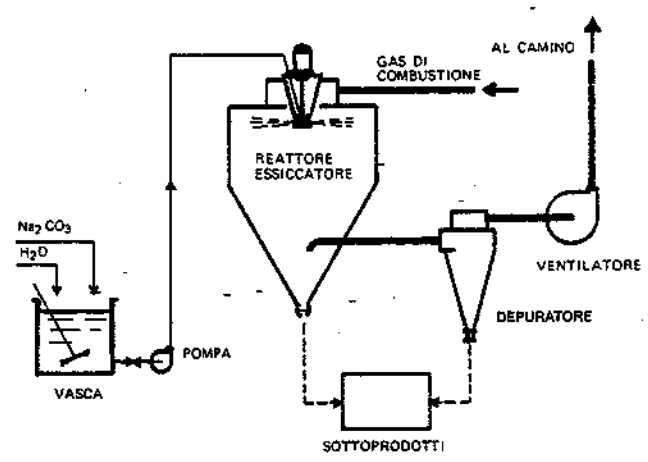


Fig. 45.59 – Schema di impianto per l'abbattimento della SO_2.

Per quanto riguarda gli ossidi di azoto, sono ormai operative a livello industriale alcune soluzioni per contenerne la formazione durante il processo di combustione mediante riduzione della temperatura di fiamma o mediante combustione a due stadi.

Attualmente è possibile abbattere gli NO_2 mediante additivazione con NH_3, mentre la ricerca è indirizzata verso la demolizione delle molecole di tali ossidi per effetto di radiazioni ultraviolette, che scinderebbero i legami ossigeno-azoto con sviluppo dei gas elementari.

In particolare, l'ENEL ha adottato, per le centrali policombustibili, impianti di abbattimento della SO_2 mediante depuratori ad umido con additivo a base di $CaCO_3$ (cioè calcare polverizzato). Per gli NO_x, oltre a minimizzarne la formazione in fase di combustione, ricorre ad un sistema basato sull'additivazione di ammoniaca (NH_3) nei fumi, con successivo passaggio su torri di catalisi, dove hanno luogo le reazioni:

$$NO + 4NH_3 + O_2 \rightarrow 4N_2 + 6H_2O$$

$$NO_2 + 4NH_3 + O_2 \rightarrow 3N_2 + 6H_2O$$

Rileviamo, per inciso, che gli impianti a umido adottati dall'ENEL per l'abbattimento della SO_2 danno luogo, come sottoprodotto, ad un gesso utilizzabile per intonaci o prefabbricati civili.

45.12. LA DEPURAZIONE DI EMISSIONI ODOROSE

Per il controllo delle emissioni odorose si applicano, in genere, le seguenti tecniche:
a. eliminazione degli odori alla sorgente;
b. abbattimento a umido;
c. abbattimento a secco;
d. trattamento con raggi ultravioletti;
e. combustione.

a. Eliminazione alla sorgente

L'eliminazione degli odori a monte, cioè agendo sul processo produttivo per impedirne la formazione, costituisce concettualmente la soluzione più logica del problema.

In alcuni casi (per esempio, in verniciatura), l'introduzione di prodotti vernicianti ad alto contenuto di fase solida ("vernici all'acqua") o, più recentemente, di vernici in polvere (19) in sostituzione dei prodotti tradizionali, si ripercuote favorevolmente sull'emissione odorosa, riducendola entro valori accettabili o addirittura eliminandola.

In altri casi, l'adozione di semplici accorgimenti tecnici (riduzione di aspirazioni, chiusura a tenuta di impianti) può consentire un contenimento anche sostanziale dell'emissione odorosa.

(19) Le vernici in polvere vanno sempre più sostituendo le "vernici all'acqua" (che richiedono comunque qualche solvente). Tra le varie applicazioni ricordiamo le seguenti: serramenti in alluminio, elettrodomestici, rivestimento del tondino per cemento armato, componentistica auto, macchine agricole.

b. Abbattimento a umido

L'abbattimento a umido si realizza, in genere, in idrofiltri o in filtri Venturi analoghi a quelli delle figg. 45.51 e 45.53, nei quali si immettono sovente opportuni reattivi.

I tipi di reagenti più utilizzati per l'abbattimento a umido, sono le soluzioni ossidanti: ipoclorito di sodio, permanganato di potassio, acqua ossigenata. L'ossigeno nascente sviluppato da tali soluzioni può reagire con taluni tipi di molecole (ad esempio, i solfuri organici) causandone la demolizione e quindi la scomparsa dell'esalazione odorosa.

Nel trattamento a umido, le sostanze gassose sono rimosse per assorbimento da parte della soluzione, la quale deve essere mantenuta alla minima temperatura possibile in quanto la diffusibilità dei gas nei liquidi è proporzionale alla temperatura; si può desumere tale fatto dall'*equazione di Gilliland* (espressione semplificata della *legge di Einstein-Stokes*):

$$D_G = 0{,}0043 \frac{T^{3/2}}{p(V_1^{1/3} + V_2^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2}} \tag{45.50}$$

dove:
T = temperatura (K);
p = pressione (bar);
V_1, V_2 = volumi molecolari dei componenti assorbente e assorbito (cm^3/grammomole);
M_1, M_2 = pesi molecolari degli stessi (grammomole).

L'impiego della tecnica dell'abbattimento a umido è sovente limitato dall'alto costo dei reattivi. Inoltre, essa può dar luogo, in dipendenza delle soluzioni di lavaggio adottate, a problemi di inquinamento idrico, i quali richiedono trattamenti specifici delle acque di lavaggio.

c. Abbattimento a secco

L'abbattimento a secco degli odori si realizza con l'adsorbimento per via chimico-fisica su carbone attivo, il quale, possedendo una struttura microporosa ad elevata superficie specifica di scambio (sino a 600 km^2 di area utile per metro cubo di carbone), è in grado di adsorbire le molecole gassose in quantità dipendente dalla loro temperatura, pressione e concentrazione. L'adsorbimento è tanto più agevole quanto più bassa è la temperatura: infatti, i processi rigenerativi del carbone si effettuano tramite riscaldamento con vapore surriscaldato, aria calda o in forni ad atmosfera inerte (N_2).

L'efficienza di adsorbimento varia con le proprietà dei componenti chimici: in particolare, i prodotti altobollenti (xilolo) e bassobollenti (propano, freon) sono difficili da adsorbire. Il benzene, l'alcool etilico e l'acetone sono adsorbiti facilmente e agevolmente recuperabili.

Il trattamento con carbone attivo è effettuato in torri contenenti strati di carbone di spessore variabile da 100 a 1200 mm, in dipendenza delle concentrazioni dei gas da eliminare. Ovviamente, quanto maggiore è lo spessore del letto adsorbente, tanto più rilevanti sono le perdite di carico e quindi maggiori i costi di esercizio.

In sede di progettazione si ricerca un compromesso fra l'efficienza di abbattimento ed il costo di esercizio, individuando il valore ottimale dello spessore del letto di adsorbente.

d. Trattamento con raggi ultravioletti

La tecnica di abbattimento degli odori con raggi U.V. utilizza l'ossigeno atomico ottenuto dall'azione di radiazioni aventi particolari lunghezze d'onda sull'ossigeno molecolare presente nell'aria.

Generalmente, le camere di irradiazione sono progettate per consentire un tempo medio di permanenza dei gas da depurare di 4-6 secondi.

Poiché l'efficienza specifica di irraggiamento è molto ridotta, i costi di esercizio sono rilevanti: come ordine di grandezza si può ritenere che per 100 m^3 di aria inquinata siano necessari da 1 a 5 kWh, in dipendenza del tipo di inquinante da abbattere e delle caratteristiche della sorgente di radiazioni.

Inoltre, per ciascun watt effettivamente convertito in radiazione, occorrono circa 15 W di potenza. La lunghezza d'onda di tali radiazioni varia da 1800 a 2600 Å.

In generale, si può pensare a una applicazione su scala industriale dell'irraggiamento con U.V. quando le portate di aria in gioco sono limitate e non sussistono rischi di produzione di altri inquinanti più aggressivi della sostanza responsabile di odore (ozono, prodotti ossigenati, ecc.).

e. Combustione

La tecnica di demolire le molecole dei composti responsabili di odori con la combustione è sicuramente la più affidabile dal punto di vista tecnico. Infatti, ad una certa temperatura, le molecole dei composti organici vengono decomposte ed ossidate, generando prodotti tipici della combustione: CO_2, H_2O, SO_2.

Per chiarezza espositiva, i trattamenti di combustione sono di seguito suddivisi in:

- *termici*, se hanno luogo a temperature superiori a 600°C;
- *termocatalitici*, se hanno luogo a temperature inferiori a 600°C con l'ausilio di un catalizzatore.

Nel primo caso, si raggiunge la temperatura necessaria alla ossidazione completa bruciando metano (20). Nel secondo caso, le temperature raggiunte con il combustibile sono più basse (dell'ordine di 300°C) e la reazione di ossidazione viene indotta mediante catalizzatori specifici (a base di vanadio od ossidi di alluminio).

La fig. 45.60 riporta lo schema di un combustore termico. I gas da depurare vengono parzialmente utilizzati come aria comburente (o primaria) per la combustione del metano e in parte immessi direttamente nella camera di combustione dove si raggiunge la temperatura richiesta.

Il combustore termico è di solito inserito in un sistema che prevede anche il recupero del calore. Generalmente, infatti, il costo di esercizio di questi impianti è reso accettabile solo riutilizzando il calore generato.

Un esempio di tale recupero energetico è schematizzato in fig. 45.61: il combustore è utilizzato per depurare i gas inquinati estratti da un forno cottura vernici; gli stessi vengono preriscaldati a spese dei fumi della combustione, trattati nel combustore e, previa miscelazione con aria fredda (nel *mixer*), parzialmente utilizzati per riscaldare il forno. L'aliquota di gas trattati in eccesso può essere smaltita al camino o

(20) L'impiego del metano come combustibile è preferibile in quanto i fumi sono esenti da anidride solforosa e polveri, e pertanto risultano più agevoli le successive operazioni di recupero o scambio termico.

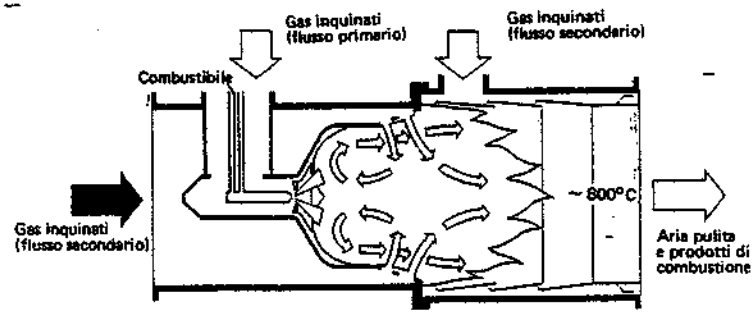


Fig. 45.60 – Schema di combustore termico.

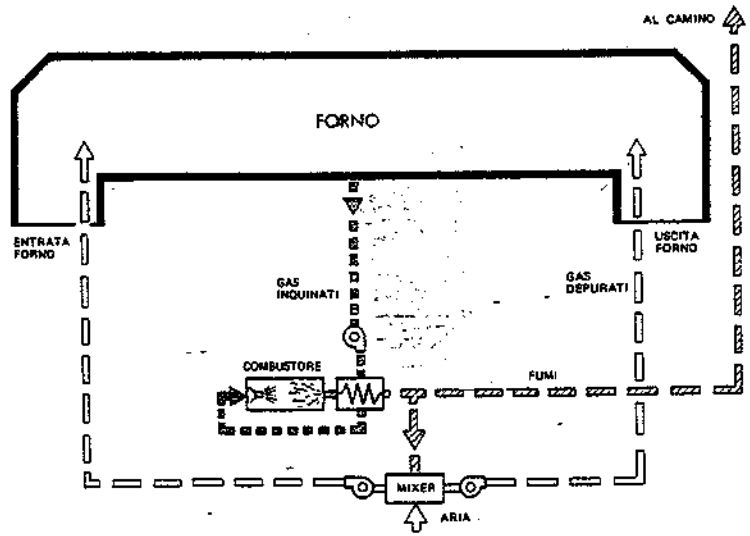


Fig. 45.61 – Incenerimento di gas provenienti da forni di cottura vernici mediante combustore a recupero di calore.

costituire una ulteriore fonte di calore di recupero utilizzabile anche direttamente in bruciatori di altre utenze, essendo ormai esente da inquinanti.

Nella fig. 45.62 è schematizzato un combustore termocatalitico. Inoltre, la fig. 45.63 esemplifica l'applicazione di un combustore del genere per la depurazione delle emissioni di un forno di verniciatura: i gas da trattare vengono preriscaldati a 300°÷350°C dai bruciatori di preriscaldo (21); quindi raggiungono il catalizzatore,

(21) Quando il tenore di inquinanti è elevato, nel catalizzatore si raggiungono temperature di 580°÷600°C, sufficienti ad assicurare la loro ossidazione pressoché completa. Se il calore fornito dagli inquinanti non basta, si deve addizionare gas naturale.

nel quale si completa l'eliminazione delle sostanze odorose. I gas depurati possono essere riutilizzati nel forno stesso od avviati ad altre destinazioni.

La scelta fra i due metodi viene fatta sulla base delle caratteristiche dell'effluente da trattare, tenendo conto dei composti che esso trascina e che potrebbero influire negativamente sul processo depurativo (per esempio, avvelenando il catalizzatore di ossidazione).

Dal punto di vista economico, l'inceneritore termocatalitico costituisce una buona soluzione del problema degli odori. Infatti, se si effettua il recupero del calore di incenerimento, il costo del riscaldamento a circa 600°C dei gas da depurare risulta accettabile.

Tuttavia, questa tecnica di trattamento è assai sofisticata e risulta adatta all'abbattimento di gas maleodoranti "puliti", nei quali cioè non siano presenti particelle metalliche (mercurio, arsenico, zinco, piombo, ecc.) incombustibili. La temperatura di esercizio non dovrebbe mai scendere al di sotto di circa 600°C, per evitare la formazione di prodotti di parziale ossidazione (aldeidi, chetoni, acidi organici). In tali condizioni, l'efficienza di depurazione supera il 90%.

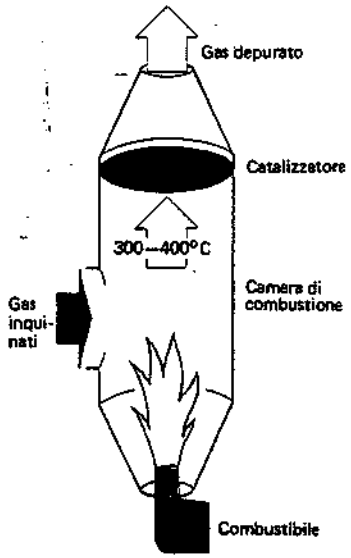


Fig. 45.62 – Schema di un combustore termocatalitico.

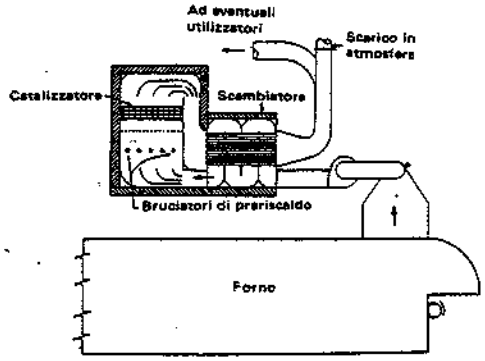


Fig. 45.63 – Combustore termocatalitico con recupero di calore.

Per quanto riguarda la combustione termica, le temperature di trattamento sono decisamente più elevate, raggiungendo spesso 800°÷900°C (22). L'efficienza di depurazione è funzione diretta della temperatura, come risulta dalla fig. 45.64. Noti i parametri caratteristici dell'emissione, si definisce la percentuale di abbattimento necessaria e, di conseguenza, si valuta la temperatura minima occorrente per eliminare gli odori. Poiché il raggiungimento di tale temperatura richiede generalmente l'impiego di combustibile di integrazione, ne derivano rilevanti costi gestionali. Per questo motivo si sono sviluppate ricerche tendenti a recuperare il calore prodotto (fino al 60÷80%): il conseguente risparmio energetico ha reso la tecnica dell'incenerimento termico economicamente competitiva con altre soluzioni.

(22) A tali temperature, i gas devono permanere in camera di combustione per 0,3÷0,5 secondi.

Confronto tra le tecniche di depurazione degli effluenti odorosi

Come si è detto, si tratta di individuare il sistema di depurazione tecnicamente migliore per ciascun effluente odoroso.

Ciascuna soluzione però, a parità di efficienza, presenta aspetti positivi e negativi per quanto riguarda costi e difficoltà di conduzione.

Nella tab. 45.XX sono riportate alcune valutazioni qualitative di confronto tra le tecniche più comunemente usate per l'abbattimento degli odori industriali. In linea generale, si può ritenere che la combustione fornisca le migliori garanzie tecnico-economiche: ciò a condizione che l'impianto di depurazione preveda un recupero del calore.

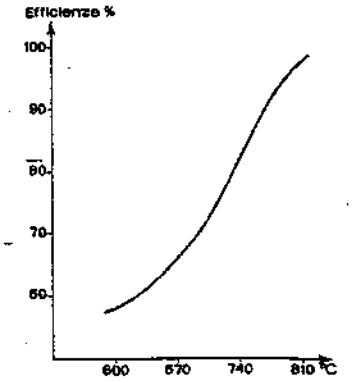


Fig. 45.64 – Relazione tra efficienza di abbattimento dell'emissione odorosa e temperatura di combustione.

Tabella 45.XX – Comparazione qualitativa fra alcuni sistemi di abbattimento degli odori.

Sistema	Efficienza		Costo di investimento	Costo gestionale	Difficoltà tecniche e gestionali	Esperienza acquisita su scala industriale
	Composti ossigenati	Fenoli, H_2S, Mercaptani, Ammine				
Assorbimento con soluzioni alcaline o ossidanti	– –	+ +	+	+ –	+ –	–
Adsorbimento su carbone attivo	+	+ +	– –	+ –	+	–
Combustione termocatalitica	+ +	+ +	–	+ –	–	–
Combustione termica	+ +	+ +	– –	+	+	+ +

A titolo indicativo, elenchiamo alcune possibili utilizzazioni del calore di recupero:

- preriscaldamento dell'aria da sottoporre a trattamento;
- riscaldamento di impianti che operino a temperatura superiore a quella ambiente;
- produzione di vapore per usi tecnologici;
- riscaldamento degli ambienti di lavoro (possibilità stagionale).

45.13. BIBLIOGRAFIA

R. Cadle, *Particle Size*, New York, Reinhold Publishing Corporation.
P. Drinker e T. Hatch, *Industrial Dust*, New York, McGraw-Hill Book Company.
F. Zenz e D. Othmer, *Fluidization and fluid-particle systems*, New York, Reinhold Publishing Corporation.
ASHRAE, *Guide and Data Book*, New York.
ASHRAE, *Fundamentals volume*, New York.
A. Izar, *Termotecnica*, Milano, Unione Tipografica.
J. Alden, *Design of Industrial Exhaust Systems*, New York, The Industrial Press.
J. Dalla Valle, *Exhaust Hoods*, New York, The Industrial Press.
J. Dalla Valle, *Micromeritics: the technology of fine particles*, New York, Pitman Publishing Corporation.
Woods, *Guida pratica della ventilazione*, Milano, PEG.
P. Magill e F. Holden, *Air Pollution Handbook*, New York, McGraw-Hill Book Company.
American Foundrymen's Society, *Foundry air pollution control manual*, A.F.S.
American Conference of Governmental Industrial Hygienists, *Industrial Ventilation: A Manual of Recomended Practice*, Edward Brothers.
W. Summer, *Odour Pollution of Air*, Cleveland, Ohio C.R.C. Press.
H. Lund, *Industrial Pollution Control Handbook*, New York, McGraw-Hill Book Company.
J. Perry, *Chemical Engineers' Handbook*, New York, McGraw-Hill Book Company.
J. Danielson, *Air Pollution Engineering Manual*, U.S. Environmental Protection Agency.
A. Stern et alii, *Air pollution*, New York, Academic Press.
Ercole Marelli, *Cataloghi tecnici*.

INDICE

46. Le impurezze e l'inquinamento dell'acqua

46.1. CARATTERISTICHE CHIMICO-FISICHE DELL'ACQUA

La tab. 46.I riporta alcune costanti chimico-fisiche dell'acqua, alcune delle quali risultano piuttosto anomale. Infatti, i *punti di fusione e di ebollizione* dell'acqua sono più alti di quanto sarebbe prevedibile considerando il peso molecolare della sostanza stessa.

Inoltre, l'acqua ha il *calore massico* (1) più elevato di tutti i liquidi: esso varia con la temperatura e presenta un minimo a 35°C, contrariamente agli altri liquidi. Ne consegue che, a parità di variazione della temperatura, l'acqua richiede maggiore somministrazione o sottrazione di calore (2).

Anche i *calori latenti di fusione e di evaporazione* (3) sono più elevati del previsto.

Il comportamento anomalo dell'acqua è pure rivelato dalla *tensione superficiale* (solo il mercurio presenta una tensione superficiale maggiore); particolare è anche il comportamento della massa volumica (fig. 46.1): anziché diminuire con l'aumentare della temperatura, presenta un massimo a 4°C allo stato liquido e diminuisce bruscamente

Tabella 46.I – Costanti chimico-fisiche dell'acqua.

Punto di fusione	0°C
Punto di ebollizione (a 10^5 Pa)	100°C
Calore specifico a 0°C	4,18 kJ/kg·°C
Calore latente di fusione	335 kJ/kg
Calore latente di evaporazione (a 100°C)	2,26 MJ/kg
Tensione superficiale a 20°C e 10^5 Pa	$73 \cdot 10^{-3}$ N/m
Massa volumica a 4°C e 10^5 Pa	1000 kg/m^3
Costante dielettrica relativa (a 20°C)	80
pH dell'acqua pura (a 22°C)	7
Viscosità dinamica (a 20°C)	0,01 N·s·m^{-2}

(1) Dicesi *calore massico* o *specifico* la quantità di calore necessaria per variare di un grado la temperatura dell'unità di massa.

(2) L'acqua è pertanto uno dei fluidi più adatti per gli scambiatori di calore industriali.

(3) *Calore latente di fusione:* quantità di calore da fornire durante la fusione isoterma dell'unità di massa di una sostanza. *Calore latente di evaporazione:* quantità di calore da fornire durante l'evaporazione isoterma dell'unità di massa dell'acqua.

mente passando dallo stato liquido a quello solido: l'aumento di volume che ne deriva (10% circa) può provocare la rottura delle tubazioni e degli altri recipienti contenenti acqua.

Ricordiamo ancora che l'acqua – in conseguenza dell'elevata *costante dielettrica* – presenta un notevole *potere solvente* verso la maggior parte delle sostanze.

Infine, il pH, vale a dire il cologaritmo della concentrazione di ioni idrogeno: $-\lg[H^+]$: com'è noto, nell'acqua pura alla temperatura di 22°C, il valore del prodotto delle concentrazioni molari degli idrogenioni $[H^+]$ e degli ossidrilioni $[OH^-]$ è circa uguale a 10^{-14}; e poiché tali concentrazioni sono uguali tra loro, il pH risultante è $-\lg 10^{-7}=7$. Se nell'acqua viene introdotto un acido, aumenta la concentrazione degli ioni idrogeno ed il pH risulta < 7; al contrario, se viene introdotta una base, aumenta la concentrazione degli ioni ossidrili ed il pH risulta > 7.

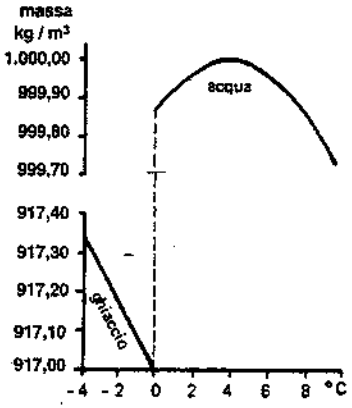


Fig. 46.1 – Andamento della massa volumica dell'acqua in funzione della temperatura.

46.2. LE IMPUREZZE DELL'ACQUA PRIMARIA

Introduciamo alcune classificazioni correntemente adottate.

Per "corpo idrico" si intende qualsiasi massa d'acqua che, indipendentemente dalla sua entità, presenti proprie caratteristiche idrologiche, fisiche, chimiche, biologiche e sia o possa essere suscettibile di uno o più impieghi (potabili, agricoli, industriali, ecc.). Sono corpi idrici i corsi d'acqua naturali e artificiali, i laghi, il mare, le falde acquifere sotterranee.

Si fa inoltre distinzione fra *acque naturali* (meteoriche, superficiali e sotterranee) e *acque di scarico* da industrie, città, ecc. In vista di un loro impiego nell'industria, le acque naturali sono anche indicate come *primarie*, nel senso che costituiscono la fonte di alimentazione dei circuiti dell'acqua tecnologica, potabile, antincendio.

L'acqua naturale o primaria contiene, oltre ai suoi naturali componenti, quantità variabili di sostanze disciolte e/o sospese, denominate impurezze. I tipi di impurezze più frequentemente presenti nelle acque sono costituiti da:

a) *sostanze sospese nell'acqua*, quali sabbie, argille, detriti organici: rendono l'acqua torbida od opalescente;

b) *sostanze disciolte nell'acqua*, quali sali minerali (tab. 46.II) e sostanze organiche: sono generalmente invisibili a occhio nudo; in particolare, i sali alcalino-terrosi (calcio e magnesio) sono alla base della durezza dell'acqua (4);

(4) La durezza di un'acqua è misurata in gradi francesi, inglesi, tedeschi, ecc. ed è espressa come quantitativo di carbonato di calcio od ossido di calcio presente in un certo volume di acqua. Più usati in pratica sono i gradi francesi (°F): ogni grado di durezza francese corrisponde a 10 grammi di $CaCO_3$ (inteso come equivalente dei sali di calcio e magnesio) contenuti in 1 m³ di acqua. Un'acqua si considera dura quando supera i 15°F.

c) *gas disciolti*, quali ossigeno, azoto, anidride carbonica e solforosa, la cui solubilità nell'acqua dipende dalla temperatura e dalla pressione (tab. 46.III).

La tab. 46.IV fornisce una classificazione delle impurezze dell'acqua in base alle dimensioni delle stesse.

Sovente, l'acqua primaria, per il fatto di contenere le impurezze sopra elencate (o alcune di esse), deve essere sottoposta a trattamenti di natura meccanica, fisica o chimica, atti a renderla rispondente ai requisiti richiesti dagli impieghi cui è destinata.

I trattamenti – sui quali ci soffermeremo in seguito – vengono scelti in relazione al tipo ed al grado di depurazione richiesti per l'acqua destinata ai diversi impieghi: ragione per cui è sovente necessario prevedere trattamenti separati dell'acqua, a seconda delle utenze da alimentare.

A titolo esemplicativo, citiamo alcuni casi specifici:
- nelle centrali termiche, per la produzione di vapore, l'alcalinità ammissibile varia da 10 a 0,1 ppm (in relazione alla pressione del vapore) e il tenore massimo di ossigeno è di 0,03 ppm;
- per i trattamenti galvanici necessita acqua demineralizzata;
- per i raffreddamenti occorrono acque a bassa durezza (10°÷15°F), con leggera soprassaturazione in $CaCO_3$, alto "potere tampone", bassa salinità, assenza di microorganismi (quali alghe e batteri), solidi sospesi e sostanze corrosive.

Tabella 46.II – Sali normalmente contenuti nell'acqua naturale.

– Sali	Alcalini (3)	Neutri (4)
Alcalino-terrosi (1)	$Ca(HCO_3)_2$ $Mg(HCO_3)_2$	$CaSO_4$ $CaCl_2$ $MgSO_4$ $MgCl_2$
Alcalini (2)	$NaHCO_3$ $KHCO_3$	Na_2SO_4 $NaCl$

(1) provocano depositi e incrostazioni;
(2) sono molto solubili;
(3) fanno aumentare il pH dell'acqua in cui sono disciolti;
(4) non influenzano il pH dell'acqua.

N.B.: Oltre ai cationi Ca, Mg, Na ed agli anioni HCO_3, SO_4 e Cl costituenti i sali citati nella tabella, possono anche essere presenti piccole quantità di ioni K^+, Fe^{++}, Mn^{++}, NO_3^-, NO_2^-, NH_4^+, ecc.

Tabella 46.III – Solubilità (in parti per milione – ppm – ovvero in mg/l o ancora in g/m³) dell'ossigeno, dell'azoto e dell'anidride carbonica in acqua distillata alla pressione di 10^5Pa.

Temperatura °C	0	10	20	30	40	50	60
Ossigeno	14,6	11,3	9,2	7,6	6,4	5,5	4,7
Azoto	23	18,2	14,9	12,7	10,8	9,4	8,1
Anidride carbonica	1,3	0,9	0,7	0,5	0,4	0,3	0,2

Tabella 46.IV – Classificazione delle impurezze dell'acqua.

Dispersioni grossolane	Dispersioni colloidali	Dispersioni molecolari
Sostanze in sospensione	Oli, grassi, idrossidi, ossidi, silice, solfuri	Sali, acidi, basi, gas
$10^{-3}\div10^{-4}$ mm	$10^{-5}\div10^{-6}$ mm	$10^{-7}\div10^{-8}$ mm

46.3. L'INQUINAMENTO DELLE ACQUE DI SCARICO

In generale, le acque residue scaricate dalle industrie, dalle città, dalle aziende agricole, risultano *inquinate*, vale a dire contengono sostanze che ne modificano le caratteristiche chimico-fisiche e possono provocare danni o costituire un pericolo per gli uomini, gli animali, la flora: di conseguenza, possono alterare l'equilibrio ecologico (5).

I più importanti parametri di inquinamento di un'acqua sono i seguenti:

- il colore;
- l'odore;
- la torbidità (dovuta alla presenza di sostanze solide sospese molto fini);
- la temperatura (l'inquinamento termico è tipico degli effluenti industriali contenenti acque di raffreddamento);
- il pH (misura del grado di acidità o basicità di una soluzione);
- il potenziale redox (misura dell'attività ossido-riducente di una soluzione);
- le sostanze solide e liquide sospese;
- il BOD: domanda biochimica di ossigeno da parte delle sostanze organiche contenute nell'acqua suscettibili di fermentazione naturale (ossia biodegradabili); la reazione di tali sostanze con l'ossigeno dell'aria avviene lentamente (infatti, per essere completa, l'ossidazione biochimica richiede un tempo di circa 20 giorni, il che si suole scrivere con la sigla BOD_{20});
- il COD: domanda chimica di ossigeno delle sostanze inorganiche ossidabili (solfuri, sali riducenti) e della quasi totalità delle sostanze organiche, biodegradabili o no (6);
- le sostanze tossiche, quali: acidi ed alcali forti, cianuri, metalli pesanti, fenoli, cloro libero, solventi clorurati, idrogeno solforato, pesticidi;
- i detergenti;
- i fosfati, i cloruri, i solfati, i floruri;
- l'azoto nitroso-nitrico-ammoniacale;
- il carico batterico (coliformi, streptococchi);
- la radioattività.

Le origini dell'inquinamento idrico sono da ricercarsi negli stessi settori che impiegano l'acqua primaria, vale a dire l'industria, la popolazione e l'agricoltura.

L'inquinamento di tipo agricolo deriva dall'esteso impiego in agricoltura di composti organici clorurati o fosforati ed azotati (insetticidi, diserbanti, ecc.) e di concimi chimici inorganici ed organici (urea, nitrati, fosfati), solo in parte trattenuti dal terreno ed assimilati dai vegetali; la parte rimanente, dilavata e raccolta dalle acque piovane, contribuisce all'inquinamento dei corpi idrici ricettori.

L'inquinamento domestico è tipico delle acque delle fognature urbane, vale a dire delle cosiddette acque nere o cloacali, contenenti in particolare i prodotti del metabolismo umano (cataboliti). La fig. 46.2 schematizza l'inquinamento domestico, anche nei confronti dell'aria e del suolo.

(5) Per *ecologia* si intende la scienza che si occupa dell'uomo, degli animali e delle piante in relazione con l'ambiente.

(6) Una correlazione tra BOD e COD è condizionata dalla frazione biodegradabile delle sostanze organiche contenute nell'acqua. Occorre notare che per una sostanza totalmente biodegradabile (come il glucosio) il BOD_{20} corrisponde a circa il 90% della domanda teorica di ossigeno (DTO). Circa il 10% delle materie organiche inizialmente presenti si decompongono in un residuo non biodegradabile e non sono rilevate con la misura del BOD. Poiché, in tale caso, il COD coincide con la domanda teorica di ossigeno, si può scrivere: $COD = DTO = BOD_{20}/0{,}9$. Se invece vi sono delle sostanze organiche non biodegradabili (caso della maggior parte delle acque di scarico industriali) risulta: $COD \gg BOD_{20}$.

L'inquinamento di origine industriale è dovuto a certe lavorazioni che provocano alterazioni di tipo fisico, chimico o biologico dell'acqua, quali: l'introduzione di sostanze tossiche o nocive (acidi, alcali, sali di metalli pesanti, cloro libero, ammoniaca, idrogeno solforato e composti organici di sintesi) o di inerti insolubili; l'aumento di temperatura; la riduzione dell'ossigeno disciolto e così via. La fig. 46.3 sintetizza l'inquinamento di origine industriale dell'acqua, dell'aria e del suolo: si noti l'analogia con il fenomeno dell'inquinamento domestico (fig. 46.2).

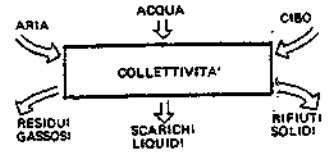


Fig. 46.2 – Forme dell'inquinamento domestico.

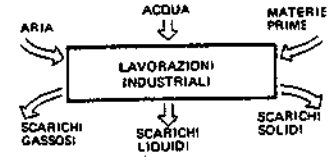


Fig. 46.3 – Forme dell'inquinamento industriale.

Lo scarico di acque inquinate in fiumi, laghi, canali, ecc. (più genericamente in acque superficiali) provoca alterazioni biologiche nella fauna e nella flora viventi nel ricettore e, se supera certi livelli oppure se si prolunga nel tempo, può arrecare danni irreparabili (7).

Scarichi di acque nere (contenenti detersivi, fosfati, ecc.) nei fiumi, nei laghi, nel mare; reflui di lavorazioni galvaniche (contenenti cromati, cianuri, metalli pesanti) in pozzi perdenti; infiltrazioni di idrocarburi nel sottosuolo e loro incontrollato scarico in mare; impiego diffuso e indiscriminato di fertilizzanti, insetticidi ed erbicidi velenosissimi; discariche di ogni genere lungo le sponde dei fiumi o ai margini delle città, sono solo esempi dell'irresponsabile atteggiamento che ha caratterizzato negativamente il comportamento di decenni nei confronti dell'inquinamento idrico.

Era quindi indispensabile che il legislatore intervenisse in materia di tutela delle acque dall'inquinamento.

La legge vigente in materia è la n. 319 del 10 maggio 1976 ("Norme per la tutela delle acque dell'inquinamento"), alla quale hanno fatto seguito numerose modifiche ed integrazioni, tra cui la legge 17 maggio 1995, n. 172: tale legge stabilisce i *compiti* dello stato e degli enti territoriali (8) e fissa i *limiti di accettabilità* per gli effluenti industriali e civili. In sintesi, le competenze sono attribuite come segue:

1) I comuni provvedono ad effettuare:
   a) il controllo degli scarichi, pubblici o privati, per quanto attiene ai limiti di accettabilità ed al rispetto delle norme che regolamentano lo smaltimento dei fanghi;
   b) il controllo sul rispetto dei limiti di accettabilità delle pubbliche fognature scaricanti nel suolo e nel sottosuolo;
   c) l'installazione e la manutenzione dei dispositivi per il controllo qualitativo dei

(7) Il danno è sovente irreversibile nei laghi dove l'acqua – salvo brevi periodi dell'anno – si trova praticamente disposta a strati fra i quali non avvengono scambi di alcun genere e che, una volta inquinati, perdono ogni potere di autodepurazione. Un particolare fenomeno di inquinamento dei laghi è quello della cosiddetta *eutrofizzazione*, consistente nella ritenzione di composti azotati e fosfati che provocano la proliferazione di alghe, il depauperamento dell'ossigeno disciolto e infine l'estinzione di ogni forma di vita.

(8) Ricordiamo che il successivo D.P.R. 24 luglio 1977, n. 616, precisa le funzioni amministrative concernenti l'inquinamento idrico di competenza delle regioni, dello stato e degli enti locali. In particolare, tale decreto delega alle regioni la disciplina degli scarichi diretti in mare. Il ministero dell'ambiente è invece competente per le autorizzazioni degli scarichi in mare da parte di navi ed aeromobili (legge 8 luglio 1986, n. 349).

corpi idrici nell'ambito dell'attività regionale di censimento delle risorse idriche.

2) Le province provvedono ad effettuare:
   a) il catasto di tutti gli scarichi, pubblici e privati, nei corpi d'acqua superficiali;
   b) il controllo dell'applicazione dei criteri generali per un corretto e razionale uso dell'acqua.

3) Alle regioni sono attribuite le seguenti competenze (peraltro suscettibili di variazioni nelle singole realtà regionali in base alla legge 8 giugno 1990, n. 142):
   a) la redazione dei piani regionali di risanamento delle acque;
   b) la direzione del sistema di controllo degli scarichi e degli insediamenti;
   c) il coordinamento e la verifica di coerenza dei programmi degli enti locali;
   d) l'esecuzione delle operazioni di rilevamento delle caratteristiche dei corpi idrici, in collaborazione con il servizio idrografico italiano, con gli uffici del genio civile ed avvalendosi degli uffici delle province per quanto attiene agli aspetti qualitativi;
   e) la delimitazione delle zone ove è ammesso lo smaltimento dei liquami sul suolo e nel sottosuolo.

4) Allo stato compete, in particolare, la redazione del piano generale di risanamento delle acque, sulla base dei piani regionali.

Per quanto attiene ai limiti di accettabilità, la legge prescrive i valori massimi ammessi negli scarichi per i vari parametri che influiscono sull'inquinamento delle acque.

La misurazione dell'inquinamento si intende effettuata subito a monte del punto di immissione nei corpi ricettori (acque superficiali e sotterranee, interne e marine; fognature; suolo e sottosuolo).

Con riferimento agli scarichi di origine industriale, le autorità competenti per il controllo possono però effettuare ispezioni all'interno degli insediamenti produttivi, per l'accertamento delle condizioni che danno luogo alla formazione degli scarichi, e richiedere trattamenti particolari, in presenza di sostanze tossiche, prima della loro confluenza nello scarico generale.

Non è ammesso il raggiungimento dei limiti di accettabilità mediante diluizione con acque prelevate a tale scopo.

Gli scarichi degli insediamenti produttivi sono soggetti alle seguenti norme:

a) nel caso di sversamento in corpi d'acqua superficiali (fiumi, laghi, mare, ecc.) devono essere conformi ai limiti di accettabilità precisati in una tabella - contrassegnata con la lettera "A" – allegata alla legge (v. tab. 46.V.a); spettano pertanto a chi inquina l'onere e la responsabilità della depurazione, in conformità al principio generalmente accettato che "chi inquina, paga";
b) nel caso di recapito in fognature pubbliche, gli scarichi devono essere conformi ai limiti di accettabilità stabiliti dai comuni o dai consorzi intercomunali che gestiscono l'impianto di trattamento terminale (di conseguenza le industrie devono eventualmente *pre-trattare* le acque di scarico fino a tali limiti); in mancanza dell'impianto centralizzato di depurazione, gli scarichi devono essere conformi ai limiti di apposita tabella – contrassegnata con lettera "C" – allegata alla legge (v. tab. 46.V.b);
c) il recapito sul suolo o nel sottosuolo è soggetto a norme tecniche specifiche: in particolare, deve essere assicurata l'innocuizzazione degli scarichi in modo che le acque sotterranee, le acque superficiali, il suolo, la vegetazione non subiscano degradazione o danno. Nel caso di suolo ad uso agricolo, lo smaltimento superficiale di liquami provenienti da insediamenti industriali è ammesso non come semplice mezzo di scarico di acque usate, ma come mezzo di trattamento che assicuri un utile alla produzione agricola. In ogni caso, i limiti di accettabilità sono quelli della tabella "A" alle-

Tabella 46.V.a – Limiti di accettabilità delle acque di scarico di nuovi insediamenti produttivi in corpi d'acqua superficiali (tabella A allegata alla legge 10 maggio 1976, n. 319, che riporta anche le concentrazioni massime per i seguenti parametri: 3 colore, 4 odore, 5 materiali grossolani, 12 arsenico, 13 bario, 14 boro, 25 stagno, 29 solfuri, 33 fluoruri, 41 aldeidi, 46 pesticidi clorurati, 47 pesticidi fosforati, 48 saggio di tossicità).

Parametri		Concentrazioni	Parametri		Concentrazioni
1. pH		5,5-9,5	31. Solfati	mg/l come SO_4^{--}	1.000 (5)
2. Temperatura degli scarichi in:			32. Cloruri	mg/l come Cl^-	1.200 (5)
– laghi		≤ 30°C	34. Fosforo totale	mg/l come P	10 (6)
– mare		≤ 35°C	35. Ammoniaca totale	mg/l come NH_4^+	15 (7)
– canali artificiali		≤ 35°C (1)	36. Azoto nitroso	mg/l come N	0,6 (7)
– corsi d'acqua		(2)	37. Azoto nitrico	mg/l come N	20 (7)
6. Materiali sedimentabili	ml/l	0,5	38. Grassi e oli animali e vegetali	mg/l	20
7. Materiali in sospensione totali	mg/l	80	39. Oli minerali	mg/l	5
8. BOD_5	mg/l	40 (3)	40. Fenoli totali	mg/l come C_6H_5OH	0,5
9. COD	mg/l	160	42. Solventi organici aromatici	mg/l	0,2
10. Metalli e non metalli tossici totali (As-Cd-Cr^{VI}-Cu-Hg-Ni-Pb-Se-Zn)		3 (4) *	43. Solventi organici azotati	mg/l	0,1
11. Alluminio	mg/l come Al	1 *	44. Solventi clorurati	mg/l	1
15. Cadmio	mg/l come Cd	0,02 *	45. Tensioattivi	mg/l	2
16. Cromo III	mg/l come Cr	2 *	49. Coliformi totali	MPN/100 ml	20.000 (8)
17. Cromo VI	mg/l come Cr	0,2 *	50. Coliformi fecali	MPN/100 ml	12.000 (8)
18. Ferro	mg/l come Fe	2 *	51. Streptococchi fecali	MPN/100 ml	2.000 (8)
19. Manganese	mg/l come Mn	2 *			
20. Mercurio	mg/l come Hg	0,005 *			
21. Nichel	mg/l come Ni	2 *			
22. Piombo	mg/l come Pb	0,2 *			
23. Rame	mg/l come Cu	0,1 *			
24. Selenio	mg/l come Se	0,03 *			
26. Zinco	mg/l come Zn	0,5 *			
27. Cianuri	mg/l come CN^-	0,5 *			
28. Cloro attivo	mg/l come Cl_2	0,2 *			
30. Solfiti	mg/l come SO_3^{--}	1			

(1) Valore medio della temperatura dell'acqua del canale a valle del punto di immissione dello scarico.

(2) La variazione massima tra le temperature medie a monte e a valle del punto di immissione dello scarico non deve superare i 3°C.

(3) Per gli scarichi industriali le cui caratteristiche di ossidabilità siano diverse da quelle dei liquami domestici, la concentrazione limite deve essere riferita ad almeno il 70% del BOD totale.

(4) $\frac{C_1}{L_1} + \frac{C_2}{L_2} + \frac{C_3}{L_3} \dots + \frac{C_n}{L_n}$, ossia la somma dei rapporti tra la concentrazione con cui ogni singolo elemento è presente e la relativa concentrazione limite non deve superare il valore di 3, fermo restando che il limite fissato per ogni elemento non deve essere superato.

(5) Non si applica agli scarichi in mare.

(6) Il limite è ridotto a 0,5 nel caso di immissioni nei laghi, dirette o comprese entro una fascia di 10 km dalla linea di costa.

(7) Per gli scarichi in laghi, diretti o indiretti, compresi entro una fascia di 10 km dalla linea di costa, l'azoto complessivo (organico + ammoniacale + nitroso + nitrico) non deve superare i 10 mgN/l.

(8) Il limite si applica quando, a discrezione della autorità competente per il controllo, lo richiedono gli usi concomitanti del corpo idrico ricettore.

* Limiti riferiti all'elemento in soluzione come ione, sotto forma di complesso ed in sospensione.

Tabella 46.V.b – Limiti di accettabilità delle acque di scarico degli insediamenti produttivi in fognatura (tabella C allegata alla legge 10 maggio 1976, n. 319, che riporta anche le concentrazioni massime per i seguenti parametri: 3 colore, 4 odore, 5 materiali grossolani, 12 arsenico, 13 boro, 27 solfuri, 31 fluoruri, 39 aldeidi, 44 pesticidi clorurati, 45 pesticidi fosforati, 46 saggio di tossicità).

Parametri		Concentrazioni		Parametri		Concentrazioni	
1. pH		5,5-9,5		29. Solfati	mg/l come SO_4^{--}	1.000 (6)	
2. Temperatura:				30. Cloruri	mg/l come Cl^-	1.200 (6)	
– laghi		≤ 30°C		32. Fosforo totale	mg/l come P	10 (7)	
– mare		≤ 35°C		33. Ammoniaca totale	mg/l come NH_4^+	30 (8)	
– canali artificiali		≤ 35°C	(1)	34. Azoto nitroso	mg/l come N	0,6 (8)	
– corsi d'acqua			(2)	35. Azoto nitrico	mg/l come N	30	
6. Materiali sedimentabili	ml/l	2		36. Grassi e oli animali e vegetali	mg/l	40	
7. Materiali in sospensione totali	mg/l		(3)	37. Oli minerali	mg/l	10	
8. BOD_5	mg/l		(4)	38. Fenoli totali	mg/l come C_6H_5OH	1	
9. COD	mg/l		(4)	40. Solventi organici aromatici	mg/l	0,4	
10. Metalli e non metalli tossici totali (As-Cd-Cr^{VI}-Cu-Hg-Ni-Pb-Se-Zn)		3 (5)	*	41. Solventi organici azotati	mg/l	0,2	
11. Alluminio	mg/l come Al	2	*	42. Solventi clorurati	mg/l	2	
14. Cadmio	mg/l come Cd	0,02	*	43. Tensioattivi	mg/l	4	
15. Cromo III	mg/l come Cr	4	*	47. Coliformi totali	MPN/100 ml	20.000 (9)	
16. Cromo VI	mg/l come Cr	0,2	*	48. Coliformi fecali	MPN/100 ml	12.000 (9)	
17. Ferro	mg/l come Fe	4	*	49. Streptococchi fecali	MPN/100 ml	2.000 (9)	
18. Manganese	mg/l come Mn	4	*				
19. Mercurio	mg/l come Hg	0,005	*				
20. Nichel	mg/l come Ni	4	*				
21. Piombo	mg/l come Pb	0,3	*				
22. Rame	mg/l come Cu	0,4	*				
23. Selenio	mg/l come Se	0,03	*				
24. Zinco	mg/l come Zn	1					
25. Cianuri	mg/l come CN^-	1					
26. Cloro attivo	mg/l come Cl_2	0,3	*				
28. Solfiti	mg/l come SO_3^{--}	2					

(1) Valore medio della temperatura dell'acqua del canale a valle del punto di immissione dello scarico.

(2) La variazione massima tra le temperature medie a monte e a valle del punto di immissione dello scarico non deve superare i 3°C.

(3) ≤ 40% del valore a monte dell'impianto di depurazione.

(4) ≤ 70% del valore a monte dell'impianto di depurazione.

(5) $\frac{C_1}{L_1} + \frac{C_2}{L_2} + \frac{C_3}{L_3} \ldots + \frac{C_n}{L_n}$, ossia la somma dei rapporti tra la concentrazione con cui ogni singolo elemento è presente e la relativa concentrazione limite non deve superare il valore di 3, fermo restando che il limite fissato per ogni elemento non deve essere superato.

(6) Non si applica agli scarichi in mare.

(7) Il limite è ridotto a 0,5 nel caso di immissioni nei laghi, dirette o comprese entro una fascia di 10 km dalla linea di costa.

(8) Per gli scarichi in laghi, diretti o indiretti, compresi entro una fascia di 10 km dalla linea di costa, l'azoto complessivo (organico + ammoniacale + nitroso + nitrico) non deve superare i 10 mgN/l.

(9) Il limite si applica quando, a discrezione della autorità competente per il controllo, lo richiedono gli usi concomitanti del corpo idrico ricettore.

* Limiti riferiti all'elemento in soluzione come ione, sotto forma di complesso ed in sospensione.

gata alla legge (tab. 46.V.a). Ad essi tuttavia possono essere aggiunti dalle competenti autorità sanitarie altri limiti specifici, volti ad evitare che le acque sotterranee e superficiali, il suolo e la vegetazione subiscano degradazione o danno.

Gli scarichi in fognature pubbliche di insediamenti civili di qualsiasi natura sono sempre ammessi, purché si osservino i regolamenti emanati dall'autorità locale che gestisce la fognatura.

La stessa legge 10 maggio 1976, n. 319, e le successive modifiche ed integrazioni prevedono il pagamento di un canone ai comuni od ai consorzi intercomunali per il servizio di raccolta, depurazione e scarico delle acque reflue industriali e civili.

Norme relative all'inquinamento delle acque sono inoltre contenute nei seguenti decreti legislativi:

- D.Lgs. 27 gennaio 1992, n. 132, "Attuazione della direttiva CE 80/68 concernente la protezione delle acque sotterranee dall'inquinamento provocato da certe sostanze pericolose";
- D.Lgs. 27 gennaio 1992, n. 133, "Attuazione delle direttive CE 76/464, 83/513, 84/156, 84/491, 88/347 e 90/415 in materia di scarichi industriali di sostanze pericolose nelle acque".

Quest'ultimo decreto introduce alcuni criteri che verosimilmente troveranno sempre più applicazione nell'ambito delle leggi poste a tutela dell'ambiente:

a) concetto di sostanze "pericolose" (9): queste sono indicate negli allegati al decreto e provengono da industrie del settore chimico e petrolchimico; i valori limite fissati dal decreto per tali sostanze devono essere rispettati in corrispondenza del punto in cui le acque di scarico fuoriescono dal singolo impianto industriale o dall'impianto di depurazione che le tratta (10);
b) è evidenziato il diritto-dovere delle autorità competenti (province) ad intervenire – in caso di danno provocato da comportamenti in violazione al suddetto decreto – affinché i titolari degli scarichi provvedano, entro prefiggendi termini, ad eseguire le opere prescritte per l'eliminazione del danno e per la prevenzione di future insorgenze;
c) l'adozione della migliore tecnologia, in analogia al concetto anglosassone di *best available tecnology* (11): la sua individuazione è di competenza dello stato, che, in tal modo, rimuove le incertezze connesse alla scelta della tecnologia da adottare fra quelle offerte dal mercato;
d) l'introduzione di limiti espressi non solo come concentrazione della sostanza inquinante (così come indicato nella legge n. 319/1966), ma anche come rapporto ponderale tra la sostanza inquinante ed il "prodotto", la cui lavorazione dà origine all'inquinante stesso.

La legge 17 maggio 1995, n. 172, apporta alcune modifiche alla disciplina degli scarichi delle pubbliche fognature e degli insediamenti civili che non recapitano in pubblica fognatura. In particolare, precisa che tale disciplina deve essere definita dalle regioni. Ribadisce inoltre che gli scarichi nelle fognature pubbliche, prima dell'entrata in funzione dell'impianto centralizzato di depurazione, devono essere conformi ai limiti di accettabilità di cui alla tabella C e, successivamente all'entrata in

(9) Citiamo, in particolare, gli scarichi contenenti mercurio, cadmio, tetracloruro di carbonio, DDT, cloroformio, tricloroetilene.

(10) Questa prescrizione consente di evidenziare gli inquinanti pericolosi generati dalle singole lavorazioni prima che gli stessi vengano diluiti con le altre acque reflue prodotte in stabilimento.

(11) Con il termine "available" si intende una valutazione che tiene conto sia degli aspetti di tipo tecnico sia di quelli economici.

funzione del medesimo, devono adeguarsi ai limiti di accettabilità, alle norme ed alle prescrizioni regolamentari stabilite dai comuni, dai consorzi e dalle province che provvedono alla gestione del pubblico servizio.

46.4. L'INQUINAMENTO DI NATURA ORGANICA

Data l'importanza che riveste la presenza dell'ossigeno nelle acque di scarico (in relazione all'inquinamento), precisiamo meglio il concetto della domanda biochimica di ossigeno. Ci riferiamo particolarmente alle acque di scarico di origine domestica (denominate anche acque nere o cloacali).

Tali acque contengono notevoli quantità di sostanze inorganiche ed organiche; queste ultime, quando sono immesse nell'acqua di un corpo ricevente (fiume, lago, mare), vengono attaccate dalla flora batterica aerobica e trasformate in composti progressivamente più semplici. La più importante conseguenza di questi processi di demolizione consiste nella sottrazione di ossigeno al corpo idrico; sottrazione che può condurre anche all'esaurimento totale dell'ossigeno disciolto nell'acqua. In questo caso, la demolizione aerobica si interrompe e alla flora batterica aerobica se ne sostituisce una anaerobica. I processi di demolizione che la flora anaerobica determina, sono di tipo putrefattivo e caratterizzati da produzione di sostanze tossiche.

Le quantità di ossigeno assorbite, all'acqua di un corpo ricevente, dalle sostanze organiche contenute in un effluente inquinato variano con la concentrazione dei liquami e con la temperatura.

In definitiva, il tenore di ossigeno disciolto in un'acqua è uno dei principali elementi di giudizio della qualità di questa. Una carenza o assenza di ossigeno indica infatti la presenza di determinate quantità di sostanze organiche e quindi di fenomeni di inquinamento. D'altra parte, la stessa vita della ittiofauna (quando è presente nel corpo ricevente) dipende dalla quantità di ossigeno disciolto nell'acqua.

È stata proposta la seguente classificazione della qualità delle acque di un fiume, proprio basandosi sulla percentuale di ossigeno in esse disciolto rispetto alle condizioni di saturazione (12):

- acque buone: ossigeno disciolto: > 90%;
- acque discrete: ossigeno disciolto: 75% ÷ 90%;
- acque dubbie: ossigeno disciolto: 50% ÷ 75%;
- acque inquinate: ossigeno disciolto: < 50%.

Come si è detto, la quantità di ossigeno assorbita da acque nere immesse in un corpo ricevente dipende, a parità di temperatura, dalla concentrazione dei liquami, ossia dalla entità delle sostanze di natura organica in essi contenuta.

Il saggio più adottato per la valutazione della concentrazione di un liquame è quello che misura l'ossigeno richiesto dai microorganismi per il loro ciclo vitale ovvero la domanda biochimica di ossigeno o BOD (13): lo si determina ad una data temperatura e dopo un certo periodo di tempo (normalmente 5 giorni) dall'avvenuta immissione del liquame in acqua priva di sostanze organiche: la differenza fra la quantità di ossigeno primitiva e quella rimasta, misura appunto l'ossigeno biochimico richiesto.

(12) Si dice che, ad una data temperatura, un'acqua è satura di ossigeno quando ne contiene tanto quanto può averne disciolto a quella temperatura e stando a contatto con l'atmosfera.

(13) La domanda biochimica di ossigeno è stata definita come "la quantità di ossigeno richiesta per la decomposizione biologica delle sostanze organiche sotto condizioni aerobie, a una data temperatura e per un certo tempo". Il BOD si misura in ppm o in mg/l o in g/m³.

Poiché si può ritenere che dopo circa 20 giorni il processo di ossidazione sia terminato, il BOD corrispondente viene considerato come il fabbisogno totale di ossigeno. Il BOD a 5 giorni (o, come si suole scrivere, il BOD_5) è approssimativamente uguale al 70% del BOD_{20} o totale. Siccome la decomposizione provocata dai microorganismi è un processo relativamente lento, e poiché l'attività dei batteri è stimolata dall'alta temperatura e rallentata dalla bassa temperatura, il tempo e la temperatura di incubazione devono essere precisati. Comunemente si fa riferimento al BOD_5 a 20°C. Comunque la tab. 46.VI consente di passare da tale valore del BOD (considerato uguale a 1), ai valori del BOD relativi a diverse temperature e a diversi intervalli di tempo misurati a partire dall'avvenuto inquinamento da sostanze organiche biodegradabili.

I valori (medi) del BOD delle acque nere variano da paese a paese. Così, negli Stati Uniti si adottano i valori riportati nella tab. 46.VII, mentre per l'Europa valgono i valori contenuti nella tab. 46.VIII.

Alcuni autori distinguono le acque di origine domestica secondo tre diverse concentrazioni: debole, media e forte; e ad esse fanno corrispondere, rispettivamente, i seguenti valori del BOD: 210-350-600 ppm.

Altri indicano, nel caso di un liquame bruto nelle condizioni medie italiane, un BOD_{20} di 400 ppm in media, con punte massime di circa 650 ppm.

Riteniamo che i valori riportati nella tab. 46.VIII siano i più attendibili.

Poiché è solo apportando nuovo ossigeno ai liquami che si può consentire la trasformazione delle sostanze organiche in essi contenute ed evitare la putrefazione, si comprende la tendenza, ancora oggi diffusissima, di "diluire" le acque nere nei fiumi, dove esse possono trovare nuovo ossigeno per l'alimentazione dei processi ossidativi. Si determina cioè un processo di autodepurazione (14), grazie al quale le acque del fiume, inquinate in corrispondenza dell'immissione dei liquami, si chiarificano scendendo a valle. Alla base di tale processo di autodepurazione sta il bilancio tra l'ossigeno consumato in conseguenza dell'attività biochimica aerobica e l'ossigeno fornito dall'acqua diluente e dall'atmosfera. In altre parole e ricordando quanto si è detto più sopra, immettendo in un fiume acque nere aventi un elevato BOD, queste assorbono l'ossigeno disciolto nelle acque del fiume; contemporaneamente, però, l'acqua assorbe nuovo ossigeno dall'aria sovrastante. Se nell'alveo del fiume esistono piante acquatiche, anche queste apportano un contributo di ossigeno all'acqua. Perciò, ad una fase durante la quale l'ossigeno diminuisce o scompare completamente, segue una fase caratterizzata da un progressivo aumento dell'ossigeno; infine i processi ossidativi finiscono e le acque, prima inquinate, ridiventano chiare.

Il diagramma della fig. 46.4 pone in evidenza, in funzione del tempo, gli effetti dell'inquinamento delle acque di un fiume quando nello stesso si immettono dei liquami. La curva 1 fornisce il consumo di ossigeno disciolto, la curva 2 il riassorbimento di ossigeno da parte dell'acqua, la curva risultante 3 le variazioni nel tenore di ossigeno disciolto. Quest'ultima curva *(curva a sacco)* costituisce un'ottima rappresentazione del potere autodepurante del corpo d'acqua ricevente.

Numerosi metodi sono stati proposti per valutare il bilancio dell'ossigeno in un fiume. Fra i tanti, ricordiamo la *formula di Streeter:*

$$D = \frac{K_1 \cdot B_0}{K_2 - K_1}(e^{-K_1 t} - e^{-K_2 t}) \qquad (46.3)$$

(14) Si definisce "potere autodepurante" di un fiume la sua capacità di assorbire e demolire senza danno una certa carica di inquinanti organici.

Tabella 46.VI – Coefficienti di conversione del BOD_5 a 20°C.

Tempo (giorni)	Temperatura °C						
	5	10	15	20	25	30	35
1	0,11	0,16	0,22	0,30	0,40	0,54	0,70
2	0,21	0,30	0,40	0,54	0,71	0,91	1,14
3	0,31	0,41	0,56	0,73	0,93	1,17	1,42
4	0,38	0,52	0,68	0,88	1,11	1,35	1,60
5	6,45	0,60	0,79	1,00	1,23	1,47	1,71
6	0,51	0,68	0,88	1,10	1,31	1,56	1,78
7	0,57	0,75	0,95	1,17	1,40	1,62	1,82
8	0,62	0,80	1,01	1,23	1,45	1,66	1,85
9	0,66	0,85	1,06	1,28	1,49	1,69	1,87
10	0,70	0,90	1,10	1,32	1,52	1,71	1,88
12	0,77	0,97	1,17	1,37	1,56	1,73	1,89
14	0,82	1,02	1,21	1,40	1,58	1,74	1,90
16	0,85	1,06	1,24	1,43	1,59	1,75	–
18	0,90	1,08	1,27	1,44	1,60	1,76	–
20	0,92	1,10	1,28	1,45	1,61	–	–
25	0,97	1,14	1,30	1,46	–	–	–

Esempio: se il BOD_5 a 20°C di un liquame risulta pari a 240 ppm, il suo BOD_t (sempre a 20°C) vale 0,30 × 240 = 72 ppm; il suo BOD_{20} vale 1,45 × 240 = 348 ppm; il BOD_t a 30°C è 1,47 × 240 = = 350 ppm.

Tabella 46.VII – Composizione media e BOD dei liquami domestici del Nord America (in grammi/persona al giorno).

	Sostanze minerali	Sostanze organiche	Totale	BOD_5 20 °C
Sostanze in sospensione:	25	65	90	42
– separabili per decantazione	15	39	54	19
– non separabili per decantaz.	10	26	36	23
Sostanze disciolte	80	80	160	12
Totale	105	145	250	54

Tabella 46.VIII – Composizione media e BOD dei liquami domestici europei (in grammi/persona al giorno).

	Sostanze			Quantità di ossigeno assorbito in 5 giorni a 20 °C
	minerali	organiche	totali	
Sostanze in sospensione:				
– separabili per decantazione	20	40	60	19
– non separabili per decantazione	10	20	30	12
Sostanze disciolte	50	50	100	23 } 35
Totale	80	110	190	54

dove:

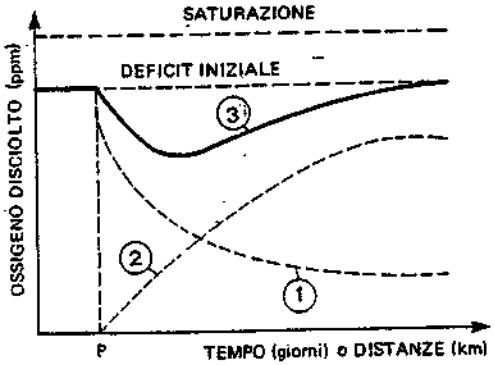
D = deficit di saturazione di ossigeno disciolto nell'acqua ad una certa temperatura e dopo il tempo t dal momento in cui è avvenuto lo scarico dei liquami ovvero quantità di ossigeno che manca per raggiungere la saturazione (si misura in mg/litro);

B_o = valore del BOD iniziale (t=0) nel punto in cui si verifica l'inquinamento ovvero valore del BOD della miscela fra l'acqua del fiume e l'effluente inquinante (15);

e = base dei logaritmi neperiani;

K_1 = coefficiente di deossigenazione: a seconda della composizione dei liquami varia da 0,06 a 0,30. Sono stati proposti alcuni metodi per il calcolo di tale coefficiente. Come valore medio si può considerare K_1=0,12;

K_2 = coefficiente di riossigenazione: variabile, oltre che con la temperatura (come K_1), con la velocità della corrente. Per fiumi non molto profondi si può assumere il valore 0,20 a 20°C.



1. Deossigenazione - 2. Riossigenazione - 3. Tenore di ossigeno disciolto.

Fig. 46.4 – Tenore di ossigeno disciolto nell'acqua di un fiume nel quale si immette, al tempo t=0, un effluente inquinato.

Come si è detto, a parte gli inconvenienti che potrebbero derivare da valori molto elevati del deficit di saturazione, se nel fiume vi è ittiofauna, D non dovrà raggiungere valori tali da compromettere la sopravvivenza dei pesci. È questo il limite del deficit di ossigeno da non superare nel fiume preso in considerazione.

In definitiva, in base alla formula di Streeter, per verificare se l'immissione in un fiume di acque nere determina inquinamenti non tollerabili nella corrente ricevente, occorrerà conoscere:

– il BOD iniziale del fiume e quello del liquame;
– la portata d'acqua del fiume e la portata dell'affluente inquinante;
– i coefficienti K_1 e K_2.

Il grafico della fig. 46.4 può essere costruito applicando appunto la formula di Streeter.

È evidente che, se si può considerare approssimativamente uniforme il moto della corrente, ai tempi t si possono sostituire le distanze dalla località in cui si verifica l'inquinamento.

(15) Il valore di B_o può essere calcolato mediante l'espressione:

$$B_o = \frac{\text{BOD fiume}\left(\frac{\text{portata fiume}}{\text{portata liquame}}\right) + \text{BOD liquame}}{1 + \frac{\text{portata fiume}}{\text{portata liquame}}}$$

scritta in modo da mettere in evidenza il rapporto di diluizione acqua ricevente-liquame.

Senonché, nella maggior parte dei corsi d'acqua non si ha un unico scarico, ma più scarichi distribuiti lungo il tratto di fiume considerato. Perciò il calcolo della minima concentrazione di ossigeno dovrà essere impostato assumendo, come valori iniziali del deficit D di ciascun tronco di fiume compreso fra due scarichi successivi, il valore finale del tronco precedente e come valori iniziali di B la combinazione dei valori finali di B del tronco precedente con i valori del BOD del successivo scarico.

In tali casi, la *formula di Streeter* diventa:

$$D = \frac{K_1 \cdot B_0}{K_2 - K_1}(e^{-K_1 t} - e^{-K_2 t}) + D_0 e^{-K_2 t} \qquad (46.4)$$

nella quale D_0 indica il deficit iniziale di ossigeno che si ha immediatamente a monte del punto di immissione del nuovo liquame.

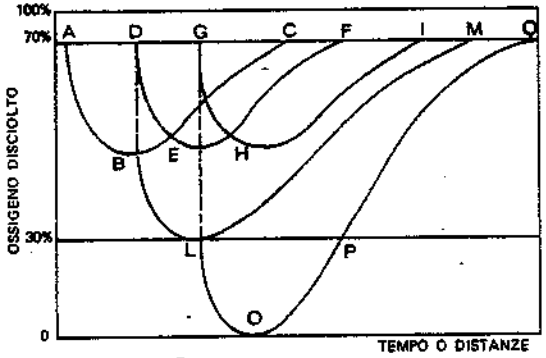


Fig. 46.5 – Andamento qualitativo del fenomeno di inquinamento di un corso d'acqua da parte di più effluenti distribuiti lungo il percorso.

La fig. 46.5 illustra l'andamento del fenomeno: la linea orizzontale AQ coincide con la concentrazione normale di ossigeno nel fiume nell'ipotesi che non si verificassero immissioni di acque nere. La linea ABC fornisce la concentrazione di ossigeno nell'ipotesi che si abbia un solo scarico di liquami in A; analogamente la linea DEF si riferisce al caso in cui si abbia immissione di acque nere nel solo punto D; la linea GHI allo scarico in G e così via.

Ma la linea ABLM rappresenta l'effetto combinato degli scarichi A e D, mentre, a sua volta, la linea ABLOPQ fornisce l'effetto combinato degli scarichi A–D e G.

È quindi possibile valutare il deficit di ossigeno che si verifica in un fiume in conseguenza di più scarichi di acque nere distribuiti lungo il corso d'acqua.

46.5. METODI DI VALUTAZIONE DELL'INQUINAMENTO

La valutazione del grado di inquinamento delle acque può essere eseguita mediante tecniche diverse, fra le quali ricordiamo:

- l'*analisi chimico-fisica*, per la determinazione del pH, del BOD e COD, della temperatura, delle sostanze tossiche, ecc.; tale analisi viene eseguita mediante metodi ed apparecchiature scelte in relazione al tipo di inquinamento che si deve valutare;
- il *test di ittiotossicità*, consigliabile – oltre all'analisi chimico-fisica – per la valutazione dell'inquinamento degli scarichi industriali;
- i *test biologici e microbiologici*, necessari per le acque destinate ad usi potabili.

46.6. CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE

Riepilogando, il problema dell'inquinamento degli scarichi idrici deve essere affrontato applicando i due criteri fondamentali seguenti:

- *migliore utilizzazione dell'acqua* (in modo da evitare ogni spreco e ridurre le portate da trattare prima dello scarico) attraverso utilizzazioni in serie, recuperi e ricicli, epicresi (v. capitolo 36 § 6);
- *depurazione delle acque* non solo prima del loro uso (in relazione ad esigenze specifiche quali lavorazioni particolari o alimentazione di caldaie), ma anche prima dello scarico, così da non danneggiare il corpo idrico ricevente (fiume, lago, mare, fognatura, ecc.): in altre parole, si tratta di depurare le acque di scarico in modo da ridurre le sostanze velenose, tossiche o corrosive in esse contenute, a livelli accettabili senza danni per il corpo ricevente.

In linea generale, con riferimento al settore che più ci interessa (industria), i possibili ricettori delle acque residue di origine industriale sono (fig. 46.6):

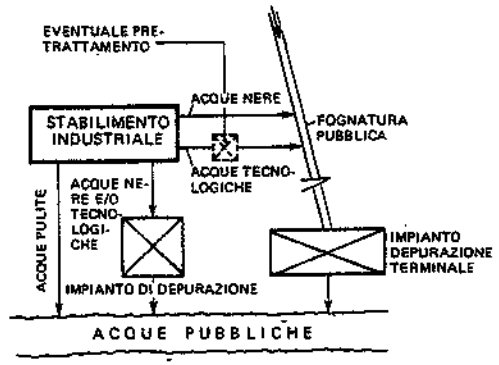


Fig. 46.6 – Possibili alternative di smaltimento delle acque residue industriali.

a) corpi d'acqua superficiali, se gli scarichi sono puliti o non inquinati oltre i limiti precisati nella legge 10 maggio 1976 n. 319 (tab. 46.V.a) e successive modifiche ed integrazioni;

b) fognatura pubblica (che a sua volta dovrebbe convogliare le acque ad un impianto di depurazione terminale), a condizione che gli scarichi non contengano sostanze dannose per i condotti fognari o compromettenti il buon funzionamento dell'impianto terminale; perciò, mentre le acque provenienti dai servizi igienici o ad esse assimilabili possono essere scaricate direttamente nella fognatura pubblica (e quindi nell'impianto terminale), altre acque richiedono un pre-trattamento presso lo stabilimento, in modo da rispettare i limiti di accettabilità relativi al recapito in esame;

c) uno o più impianti di trattamento presso le aziende prima dello scarico in acque superficiali, il che può comportare, ovviamente, costi non indifferenti (a meno di costruire degli impianti di trattamento consortili, atti a servire più aziende le cui acque residue siano trattabili con gli stessi metodi di depurazione o con metodi fra loro complementari).

Nei capitoli che seguono, ci soffermeremo sui sistemi più correnti di trattamento delle acque primarie e degli scarichi di origine industriale e domestica.

46.7. BIBLIOGRAFIA

H. Babbit, E. Bauman, *Sewerage and sewage treatment*, New York, John Wiley & Sons Inch.
K. Imhoff, G. Fair, *Sewage treatment*, London, John Wiley e Sons Inch.
K. Imhoff, P. Koch, *Manuel de l'asseinissement urbain*, Paris, Dunod.
R. Bolton, L. Klein, *Sewage treatment: Basic principles and trends*, London, Butterworths.
G. Ippolito, *Appunti di costruzioni idrauliche*, Napoli, Treves.
B. Southgate, *Treatment and disposal of industrial water*, London, His Majesty's Stationery Office.
P. Berbenni, G. Bianucci, *I trattamenti delle acque di scarico*, Milano, Etas-Kompass.
G. Bianucci, G. De Stefani, *Il trattamento delle acque per uso industriale*, Milano, Hoepli.
G. Fair, J. Geyer, D. Okun, *Water and wastewater engineering*, New York, John Wiley & Sons Inch.
C. Versino, A. Margara, C. Sarzanini, C. Bicchi, *Nuovo dispositivo per la determinazione del BOD_5^{20} e dell'UOD^{20}*, Annali di chimica, 64,317.

INDICE

47. Trattamenti delle acque primarie

47.1. ELIMINAZIONE DELL'ANIDRIDE CARBONICA

L'acqua contiene quantità variabili di gas disciolti quali anidride carbonica, ossigeno, azoto e, in casi particolari, idrogeno solforato. Per quanto riguarda l'anidride carbonica, le acque sotterranee sono in genere più ricche di CO_2 libera delle acque superficiali (1). Questo gas, com'è noto, rende aggressiva l'acqua e provoca un abbassamento del pH.

La riduzione del tenore di CO_2 sciolta nell'acqua può essere ottenuta con i seguenti procedimenti:

- *aerazione*: l'acqua viene suddivisa in pioggia e posta a contatto con aria, eventualmente insufflata mediante ventilatori (fig. 47.1): in tal modo, l'anidride carbonica si separa dall'acqua;
- *neutralizzazione con reattivi basici*, quali il carbonato di sodio (2). L'aggiunta di carbonato sodico all'acqua provoca la seguente reazione:

(47.1) $$Na_2CO_3 + CO_2 + H_2O \rightleftarrows 2NaHCO_3$$

Con questo sistema si elimina la CO_2 libera, ma si introduce nell'acqua del bicarbonato di sodio (che in taluni casi può non essere accettabile);

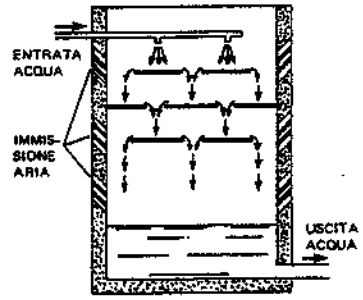


Fig. 47.1 – Riduzione del tenore di anidride carbonica contenuta nell'acqua per aerazione.

(1) Per contro, le acque sotterranee contengono sovente meno ossigeno di quelle superficiali (a parità di purezza).

(2) La riduzione dei gas disciolti nell'acqua mediante l'impiego di prodotti chimici prende anche il nome di *degasaggio chimico*.

– *neutralizzazione mediante filtrazione su prodotti alcalino-terrosi*, quali la polvere di marmo: l'anidride carbonica trasforma il $CaCO_3$ in bicarbonato, che passa facilmente in soluzione (facendo aumentare la durezza temporanea dell'acqua):

(47.2) $$CO_2 + CaCO_3 + H_2O \rightleftarrows Ca(HCO_3)_2$$

47.2. ELIMINAZIONE DELL'OSSIGENO

L'ossigeno disciolto nell'acqua, com'è noto, risulta molto corrosivo, specialmente a temperature elevate. È pertanto necessario, per certi impieghi dell'acqua, rimuoverlo preventivamente.

Specie nel caso di acqua destinata a caldaie, si ricorre sovente al riscaldamento fino a circa 100°C in torri cilindriche del tipo schematizzato in fig. 47.2: a tale temperatura, l'ossigeno e gli altri gas disciolti nell'acqua si liberano e fuoriescono all'esterno.

Per ridurre gli effetti negativi dell'ossigeno si può anche aggiungere all'acqua solfito di sodio, ottenendo la seguente reazione:

(47.3) $$2\,Na_2SO_3 + O_2 \rightleftarrows 2\,Na_2SO_4$$

oppure si ricorre ad una inibizione della corrosione mediante silicato di sodio e soda caustica (metodo non adatto per le acque di caldaia) o ancora all'aggiunta di carbonato di calcio, il quale provoca una leggera incrostazione (metodo usato per acque di caldaie a bassa pressione).

In linea generale, però, la riduzione dell'ossigeno è preferibilmente ottenuta mediante idrazina (a caldo):

(47.4) $$N_2H_4 + O_2 \rightarrow H_2O + N_2\uparrow$$

E poiché un eventuale eccesso di idrazina si decompone in azoto e ammoniaca, quest'ultima può anche neutralizzare l'anidride carbonica presente nelle acque di condensa.

47.3. AERAZIONE DELL'ACQUA

Come si è detto nei paragrafi precedenti, l'aerazione dell'acqua (cioè la realizzazione di un intimo contatto acqua-aria) consente di eliminare i gas disciolti in condizione di sovrasaturazione.

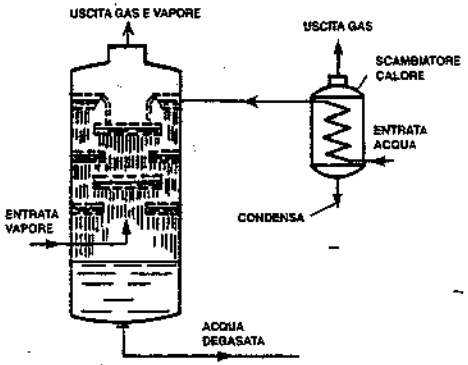


Fig. 47.2 – Impianto per il degasaggio termico dell'acqua: il fluido riscaldante è costituito da vapore il quale incontra l'acqua che scende dall'alto, lungo piani sovrapposti.

Ma l'aerazione – come del resto dice il termine – viene anche utilizzata per immettere ossigeno nell'acqua, al fine di aumentare il tenore di tale gas o di assicurare l'ossidazione di certi elementi riducenti (ioni e manganese) o ancora di attenuare eventuali odori.

– Si può aerare un'acqua (alla pressione atmosferica) con uno dei seguenti sistemi:

a) frazionamento dell'acqua (fig. 47.3);
b) pioggia d'acqua su ripiani sovrapposti, con o senza ventilazione meccanica (fig. 47.1);
c) frazionamento e caduta dell'acqua su ripiani sovrapposti (fig. 47.4).

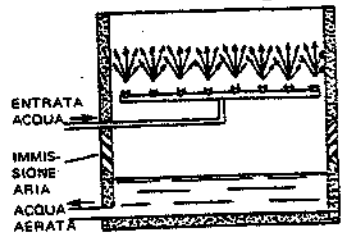


Fig. 47.3 – Frazionamento dell'acqua per ottenerne l'aerazione.

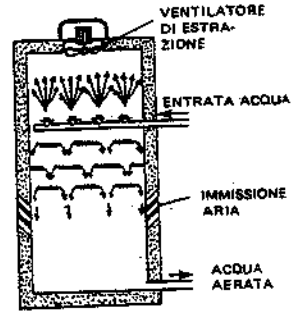


Fig. 47.4 – Aeratore a frazionamento ed a cascata.

47.4. DEFERRIZZAZIONE

Il ferro si trova in acque sotterranee per lo più allo stato di sali ferrosi. A contatto dell'aria questi si trasformano in sali ferrici, che si idrolizzano (3) più o meno rapidamente e danno luogo a un precipitato di idrossido ferrico.

Nelle acque superficiali il ferro può trovarsi sotto forma di sale ferrico.

I procedimenti più seguiti per la deferrizzazione sono i seguenti:

a) Trattamento con calce:

(47.5) $$FeSO_4 + Ca(OH)_2 \rightleftarrows CaSO_4 + Fe(OH)_2$$

L'idrato ferroso, in presenza di ossigeno, si trasforma in idrato ferrico:

(47.6) $$2Fe(OH)_2 + \frac{1}{2}O_2 + H_2O \rightleftarrows 2Fe(OH)_3$$

Ovviamente, se nell'acqua è presente il bicarbonato di calcio (vale a dire se l'acqua ha una durezza temporanea relativamente elevata) non occorre aggiungere calce; infatti, si ha:

(47.7) $$FeSO_4 + Ca(HCO_3)_2 \rightleftarrows Fe(OH)_2 + CaSO_4 + 2CO_2$$

e quindi, ossigenando, si ottiene l'idrato ferrico.

b) Flocculazione (v. capitolo successivo, § 3), seguita da decantazione e filtrazione.

(3) Per idrolisi si intende quel fenomeno per cui alcuni ioni metallici, che si trovano in soluzione acquosa, reagiscono con gli ioni dissociati dell'acqua, dando origine a composti più difficilmente dissociabili ed in alcuni casi insolubili. Per esempio:
– $H_2O \rightleftarrows H^+ + OH^-$
– $FeCl_3 \rightleftarrows Fe^{+++} + 3\,Cl^-$
– $Fe^{+++} + 3(OH)^- \rightarrow Fe(OH)_3$, idrossido di Fe, insolubile.

c) Ossidazione, ottenuta favorendo il contatto acqua-aria (ad esempio, facendo passare l'acqua attraverso un letto di lava vulcanica dura e porosa), seguita da una filtrazione (con filtro a sabbia) per separare l'idrato ferrico che si è formato (4).

47.5. DEMANGANIZZAZIONE

Facendo reagire con ozono, biossido di cloro o permanganato di potassio, il manganese contenuto nell'acqua, quest'ultimo precipita allo stato di ossido idrato, il quale viene poi trattenuto da un filtro.

In alternativa, si ricorre alla filtrazione catalitica: facendo passare l'acqua su sabbia, antracite o carbone attivo ricoperti di uno strato di biossido di manganese, questo catalizza l'ossidazione del manganese contenuto nell'acqua con il solo ossigeno disciolto nella stessa.

47.6. ADDOLCIMENTO, DECARBONATAZIONE, DEMINERALIZZAZIONE

Le acque normalmente impiegate nell'industria contengono ioni disciolti i quali – per certi impieghi dell'acqua – danno luogo a inconvenienti.

Di conseguenza, può risultare necessario eseguire sulle acque stesse uno dei seguenti trattamenti:

- *addolcimento*, consistente nell'abbattimento della durezza temporanea (bicarbonati di Ca e Mg) e permanente (quest'ultima dovuta alla presenza di ioni calcio e magnesio);
- *decarbonatazione*, consistente nella eliminazione totale o parziale della durezza temporanea, costituita dai bicarbonati alcalino-terrosi (calcio e magnesio);
- *demineralizzazione*, consistente nella eliminazione della salinità dell'acqua.

Tali trattamenti possono essere realizzati in due modi diversi.

1) Per **precipitazione chimica**, vale a dire aggiungendo all'acqua un reattivo solubile che, scambiando i propri ioni o combinandosi con gli ioni indesiderabili contenuti nell'acqua, porti al risultato di far precipitare fino al limite di solubilità i prodotti di tale combinazione.

Fra i procedimenti di interesse pratico, ricordiamo i seguenti:

a) *Decarbonatazione alla calce*

La decarbonatazione alla calce consiste nella eliminazione della durezza temporanea di un'acqua, secondo le seguenti reazioni (favorite dalla temperatura):

(47.8) $$Ca(HCO_3)_2 + Ca(OH)_2 \rightarrow 2\,Ca\,CO_3\downarrow + 2\,H_2O$$

(47.9) $$Mg(HCO_3)_2 + 2Ca(OH)_2 \rightarrow 2\,CaCO_3\downarrow + Mg(OH)_2\downarrow + 2H_2O$$

In presenza di una massa sufficiente di cristalli di $CaCO_3$ già precipitati, le reazioni sopra riportate avvengono in pochi minuti: infatti, tali cristalli hanno la tendenza a catalizzare la precipitazione favorendo l'aumento di volume dei cristalli in sospensione, che pertanto decantano più rapidamente.

(4) Le reazioni di ossidazione e successiva precipitazione di $Fe(OH)_3$ sono condizionate dal pH: in acque "acide" non si ha precipitazione.

Un apparecchio usato per la decarbonatazione a freddo è quello schematizzato in fig. 47.5: esso ha la forma di un cono rovesciato e, nella parte inferiore, contiene granuli di marmo o sabbia calcarea. L'acqua e la calce sono introdotti tangenzialmente dal basso, in modo da provocare un rimescolamento dei liquidi e uno stretto contatto con i granuli. In pochi minuti il $CaCO_3$ precipita sulla superficie dei granuli, che periodicamente vengono sostituiti.

La calce reagisce anche con gli altri sali di Mg, quali solfati e cloruri:

(47.10) $$MgSO_4 + Ca(OH)_2 \rightarrow Mg(OH)_2\downarrow + Ca\,SO_4$$

(47.11) $$MgCl_2 + Ca\,(OH)_2 \rightarrow Mg\,(OH)_2\downarrow + CaCl_2$$

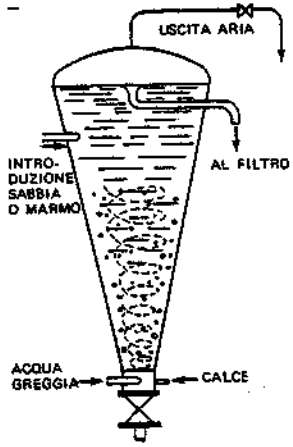


Fig. 47.5 – Apparecchio per l'eliminazione a freddo della durezza calcica.

b) *Eliminazione della durezza permanente* mediante carbonato di sodio:

(47.12) $$Ca\,SO_4 + Na_2\,CO_3 \rightarrow Ca\,CO_3\downarrow + Na_2\,SO_4$$

(47.13) $$Ca\,Cl_2 + Na_2\,CO_3 \rightarrow 2\,Na\,Cl + Ca\,CO_3\downarrow$$

2) Per **scambio ionico**: determinate sostanze, come alcune terre naturali o zeoliti, hanno – nella loro struttura molecolare – dei gruppi acidi o basici suscettibili di scambiare gli ioni positivi o negativi fissati in tale reticolo molecolare, con gli ioni dello stesso segno che si trovano in soluzione nell'acqua da trattare.

Oggi le zeoliti sono praticamente sostituite da composti sintetici, insolubili, minerali e organici, noti con il termine di *resine scambiatrici di ioni*.

Si hanno resine cationiche ed anioniche: le prime possiedono una struttura molecolare portante cariche negative (hanno cioè gruppi funzionali acidi come $-SO_2OH$ o $-COOH$) e possono scambiare gli ioni idrogeno (H^+) con ioni carichi positivamente (ioni inorganici od organici); le seconde hanno un reticolo molecolare portante cariche positive (hanno cioè gruppi funzionali basici del tipo $-NH_3OH$) e possono scambiare gli ioni ossidrile (OH^-) con anioni minerali od organici). Si può inoltre fare distinzione fra resine acide e basiche forti o deboli. Normalmente si indica con R il radicale della resina e lo si fa seguire dallo ione che la resina può cedere.

Lo scambio di ioni avviene secondo una reazione reversibile del tipo:

(47.14) $$RA + B^+ \rightleftarrows RB + A^+$$

Con riferimento all'addolcimento di un'acqua, la (47.14) si può scrivere:

(47.15) $$2\,RNa + Ca^{++} \rightleftarrows R_2\,Ca + 2Na^+$$

nella quale la reazione da sinistra a destra rappresenta la fase di lavoro, mentre la reazione inversa corrisponde alla rigenerazione dello scambiatore di ioni (fase di rigenerazione).

Esaminiamo le reazioni tipiche delle resine cationiche e anioniche. Indicando con X e Y rispettivamente un catione e un anione generici, risulta:
– reazione cationica:

(47.16) $$RH + X^+ \rightleftarrows RX + H^+$$

– reazione anionica:

(47.17) $$ROH + Y^- \rightleftarrows RY + OH^-$$

Si può quindi dire che le resine cationiche ed anioniche hanno rispettivamente il comportamento di acidi e basi insolubili, che reagiscono con gli ioni in soluzione rimanendo però allo stato solido.

Si osservi che dopo il trattamento con resine cationiche l'acqua risulta acida per la presenza di H^+: bisogna quindi ricorrere ad un trattamento mediante resine anioniche per ristabilire l'equilibrio con gli OH^-.

La rigenerazione delle resine può avvenire rispettivamente mediante un acido (resina cationica) od una base (resina anionica) secondo le reazioni formali:
– rigenerazione cationica (tramite acido):

(47.18) $$RX + AH \rightleftarrows RH + AX$$

– rigenerazione anionica (tramite base):

(47.19) $$RY + BOH \rightleftarrows ROH + BY$$

La tab. 47.I sintetizza i tipi, le caratteristiche e gli impieghi delle resine scambiatrici di impiego corrente.

Tabella 47.I – Resine scambiatrici di ioni.

Resine	Tipo	Forma	Rigenerante	Impieghi	Esempi
Cationiche	forti	Na	NaCl	trasformazione dei sali di calcio e magnesio nei sali di sodio corrispondenti	addolcimento
		H	HCl H_2SO_4	scambio di tutti i cationi dei sali disciolti nell'acqua (con idrogeno) che vengono così trasformati nei corrispondenti acidi liberi	demineralizzazione
	deboli	H	HCl H_2SO_4	scambio dei cationi dei bicarbonati disciolti nell'acqua	decarbonatazione
Anioniche	forti	OH	NaOH	scambio degli anioni degli acidi forti (con ioni ossidrili), compresi acido carbonico e silice	demineralizzazione totale
	deboli	OH	NaOH	scambio degli anioni degli acidi forti (con ioni ossidrili), ma non dell'acido carbonico e della silice	demineralizzazione senza decarbonatazione e desilicazione

Industrialmente, le reazioni di scambio ionico avvengono in colonne verticali costituite da letti di supporto, contenenti la resina, racchiusi in cilindri metallici a fondi bombati: l'acqua da trattare, percolando attraverso tali letti, cede alla resina scambiatrice gli ioni da rimuovere e riceve quelli innocui che la resina stessa possiede (fig. 47.6).

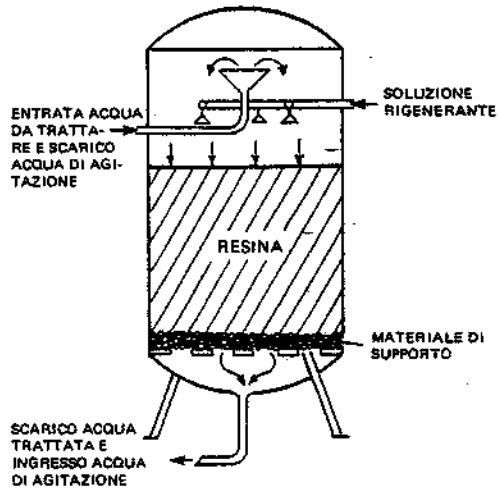


Fig. 47.6 – Colonna contenente resina scambiatrice di ioni.

Si comprende che il volume di resina contenuto nei letti deve essere proporzionato alla quantità di ioni da sostituire nell'acqua in trattamento (5).

Se, a titolo esemplificativo, ci riferiamo alla reazione di scambio (47.15), la percolazione attraverso la colonna di resina cationica in ciclo sodico ridurrà la concentrazione degli ioni Ca^{++} presenti nell'acqua.

È ovvio che dopo un certo tempo la resina avrà sostituito tutti gli ioni Na^+ con gli ioni Ca^{++} e quindi non sarà più in grado di esplicare la sua azione: sarà cioè esaurita. Per rigenerarla, bisogna invertire il senso della reazione di scambio, il che si può ottenere – nel caso considerato – facendo percolare attraverso la colonna di resina una soluzione di un sale di sodio, normalmente NaCl.

Prima dell'introduzione (in equicorrente) della soluzione rigenerante, si effettua un'operazione di lavaggio (con acqua in controcorrente) dei letti di resina, al fine di ripulirli delle particelle estranee depositatesi e di ridistribuire i granuli; inoltre, dopo l'introduzione della soluzione rigenerante e prima di iniziare lo scambio ionico per cui la colonna è prevista, si effettua ancora un'operazione di lavaggio (con acqua preventivamente trattata in equicorrente), al fine di eliminare l'eccesso di rigenerante.

In sintesi, il ciclo di uno scambio ionico comprende quattro fasi:
– fissaggio o fase di lavoro, in cui l'acqua da trattare attraversa il letto dall'alto al basso;
– lavaggio in controcorrente;
– rigenerazione dall'alto al basso in equicorrente;
– rimozione dell'eccesso di sostanza rigenerante dall'alto al basso mediante risciacquo finale.

I parametri più significativi delle resine scambiatrici di ioni sono i seguenti:
- capacità utile di scambio;
- carico volumico o specifico (litri di acqua trattata all'ora per ogni litro di resina).

Nel paragrafo seguente ci soffermeremo sui principali procedimenti di trattamento delle acque mediante scambio ionico.

(5) In pratica, vi è un limite alla concentrazione degli ioni rimossi.

47.7. SCAMBIATORI IONICI

Come si è detto, uno scambiatore ionico è costituito da un recipiente cilindrico chiuso, ad asse verticale, contenente la resina. Questa può essere disposta direttamente sopra il sistema di drenaggio dell'acqua trattata (rete di tubazioni forate oppure diffusori uniformemente ripartiti su una piastra di supporto) oppure sopportata da uno strato di materiali granulari inerti (silice, antracite, plastica) nel quale è inserito il sistema di drenaggio (fig. 47.6).

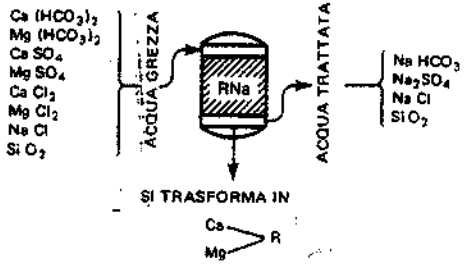


Fig. 47.7 – Addolcimento mediante scambiatore cationico.

Descriviamo di seguito i principali procedimenti di trattamento delle acque mediante scambiatori ionici in letti fissi, rigenerati e saturati dall'alto verso il basso. Trattasi delle tecniche tradizionali, alle quali se ne sono andate affiancando altre, come la rigenerazione in controcorrente, gli scambiatori a letti mobili, ecc.

I principali trattamenti delle acque affidati agli scambiatori ionici sono: l'addolcimento, la decarbonatazione e la demineralizzazione.

L'*addolcimento* si realizza mediante uno scambiatore di cationi, rigenerato con una soluzione di cloruro di sodio al 10% (fig. 47.7).

Tutti i sali contenuti nell'acqua trattata si trasformano pertanto in sali di sodio.

Se all'addolcimento vero e proprio si fa precedere una decarbonatazione alla calce (v. § 47.6a), si eliminano i bicarbonati e si ottiene – alla fine – acqua *addolcita* e *decarbonata* (la durezza scende a valori compresi fra 2° e 4°F) (fig. 47.8).

La *decarbonatazione* può anche essere ottenuta impiegando una resina carbossilica che fissa i cationi dei bicarbonati, lasciando gli anioni degli stessi nell'effluente, sotto forma di acidi: il tipo di resina scelto ha la proprietà di limitare il processo di fissaggio dei cationi fino a valori del pH dell'acqua trattata compresi fra 4 e 5; ragione per cui non occorre neutralizzare gli acidi forti – si deve solo eliminare l'acido carbonico – come si dovrebbe fare nel caso di normali scambiatori di resine cationiche solfoniche (fig. 47.9). Gli acidi minerali prodottisi (solforico e cloridrico) reagiscono con i bicarbonati ancora presenti con formazione dei corrispondenti solfati e cloruri e con liberazione, in fase di degasaggio, di un quantitativo stechiometrico di CO_2.

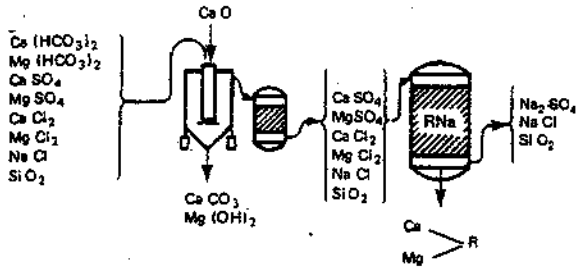


Fig. 47.8 – Decarbonatazione a calce ed addolcimento mediante scambiatore cationico.

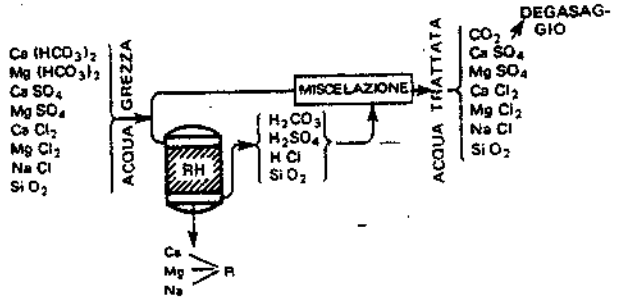


Fig. 47.9 – Decarbonatazione mediante scambiatore cationico carbossilico.

La *demineralizzazione* si ottiene, nel caso più semplice, facendo passare l'acqua dapprima in uno scambiatore di cationi sotto la forma RH (rigenerato con una soluzione di acido cloridrico o solforico), quindi in uno scambiatore di anioni sotto forma di ROH (rigenerato mediante soda caustica).

Al passaggio nel primo scambiatore, i cationi sono trattenuti dalla resina, per cui restano nell'acqua gli acidi dei sali presenti inizialmente. Gli anioni di tali acidi vengono trattenuti dal secondo scambiatore; questo può essere costituito da:

- una resina a debole basicità, atta a trattenere gli anioni forti, ma non gli anioni deboli (acido carbonico e silice) (fig. 47.10);
- una resina a forte basicità, atta a trattenere sia gli anioni forti sia gli anioni deboli (fig. 47.11).

In pratica, la demineralizzazione totale è ottenuta apportando varianti diverse ai due schemi-base sopra riportati: ciò al fine di ottimizzare il consumo di reattivi e di ottenere la minima salinità residua possibile.

Si hanno anche impianti in cui le due resine cationiche ed anioniche sono inserite in una sola colonna, intimamente mescolate fra di loro. La rigenerazione si effettua separando idraulicamente le due resine in fase di controlavaggio: la resina anionica – più leggera – si sposta verso l'alto, la cationica verso il basso; possono quindi essere rigenerate separatamente, la prima con soda caustica, la seconda con un acido forte; successivamente, le resine vengono di nuovo rimescolate mediante aria compressa (fig. 47.12). I letti misti possono anche essere rigenerati con un singolo passaggio di una soluzione di NaCl.

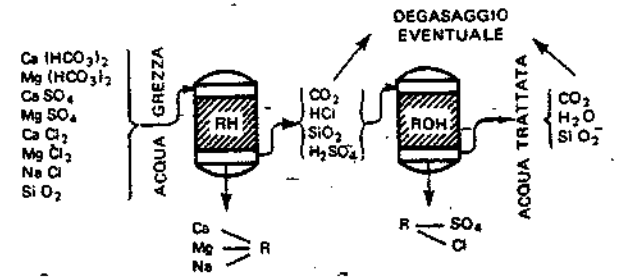


Fig. 47.10 – Demineralizzazione, senza desilicazione, mediante scambiatore cationico e scambiatore anionico debolmente basico.

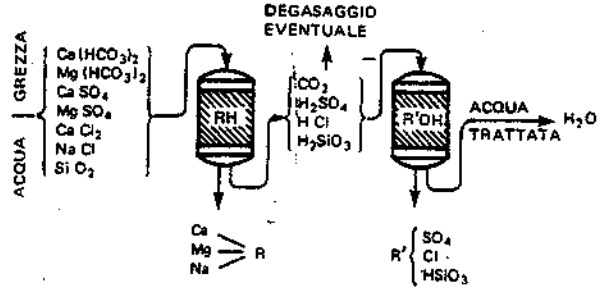


Fig. 47.11 – Demineralizzazione, con desilicazione, mediante scambiatore cationico e scambiatore anionico fortemente basico.

Gli scambiatori a letti misti sono in genere utilizzati come trattamento finale, dopo una catena di demineralizzazione primaria oppure quando l'acqua ha una salinità ridotta.

Attualmente sono anche disponibili resine a scambio ionico misto.

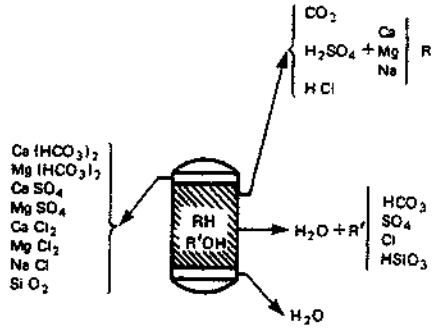


Fig. 47.12 – Demineralizzazione mediante scambiatore a "letto misto".

47.8. TRATTAMENTO DELL'ACQUA PER USI POTABILI

In vista della destinazione dell'acqua ad usi potabili, si devono esaminare i seguenti parametri:
- temperatura;
- tenore di sostanze in sospensione;
- colore, odore e sapore;
- salinità;
- ossigeno disciolto;
- tenore in sostanze organiche (ivi compreso il plancton);
- contenuto batteriologico.

Nel caso più generale, un processo di potabilizzazione dell'acqua comprende le seguenti fasi:
- grigliatura (v. capitolo 48 § 1);
- pre-trattamento al cloro (allo scopo di ottenere acqua più facilmente filtrabile);
- aerazione (per eliminare gas in eccesso, come l'anidride carbonica, oppure per aumentare il tenore di ossigeno, fino a rendere l'acqua gradevole da bere);
- coagulazione (v. capitolo 48 § 3), al fine di diminuire il potenziale elettronegativo delle particelle contenute nell'acqua (annullando le forze repulsive, le particelle possono agglomerarsi in fiocchi); questo trattamento è riservato alle acque che presentano una o più delle seguenti caratteristiche:

  - tenori di sostanze in sospensione e organiche elevati;
  - torbidità;
  - colore;
- decantazione;
- filtrazione su filtri a sabbia;
- percolazione su carbone attivo (v. capitolo 48 § 8) per trattenere microinquinanti organici ed eliminare molecole in grado di dare sapori sgradevoli all'acqua oppure per ridurre l'eccesso di cloro;
- sterilizzazione finale (con cloro/raggi ultravioletti/ozono).

Sulla qualità delle acque destinate ad usi potabili citiamo:
- il D.P.R. 3 luglio 1982, n. 515, "Attuazione della direttiva CE n. 75/440 concernente la qualità delle acque superficiali destinate alla produzione di acqua potabile;
- il D.P.R. 24 maggio 1988, n. 236, "Attuazione della direttiva CE n. 80/778 concernente la qualità delle acque destinate al consumo umano".

I fanghi risultanti dal trattamento delle acque destinate ad usi potabili possono essere (v. capitolo 49):
- scaricati su letti di essiccazione;
- disidratati mediante filtri-pressa, filtri a vuoto o centrifughe;
- inviati in pubbliche discariche (non contenendo sostanze tossico-nocive).

47.9. LA DISSALAZIONE DELLE ACQUE DI MARE E SALMASTRE

Le acque di mare e le acque salmastre contengono sali minerali disciolti, costituiti prevalentemente da cloruri di sodio e di magnesio, solfati di magnesio, di calcio e di potassio, carbonato di calcio, bromuro di magnesio.

Il tenore in sali disciolti (salinità) è misurato in ppm o in mg/l.

In linea generale, l'*acqua marina* contiene da 35.000 a 42.000 mg/l di sali minerali disciolti, a seconda dei mari (fanno eccezione i mari chiusi, fra i quali il mare Morto, che ha una salinità pari a 270.000 mg/l, ed il mare Caspio con 13.000 mg/l).

L'*acqua salmastra* (sia superficiale che sotterranea) ha un tenore in sali disciolti inferiore a quello dell'acqua marina: con riferimento alle acque salmastre più frequentemente disponibili, la salinità è compresa fra 2.000 e 10.000 mg/l e molto spesso fra 2.000 e 5.000 mg/l.

Vale la pena di rilevare che un'acqua destinata ad usi potabili non dovrebbe contenere più di 500 mg/l di sali disciolti (come suggerisce l'Organizzazione Mondiale della Sanità), anche se in certi casi si raggiungono i 1.000 mg/l.

In altro capitolo abbiamo sottolineato l'importanza della dissalazione delle acque contenenti sali minerali disciolti; possiamo ora precisare che tale dissalazione interessa sia le acque di mare sia le acque salmastre.

Fra i numerosi procedimenti di dissalazione, citiamo quelli più noti in campo applicativo e che richiedono i minori consumi di energia (6).

(6) L'energia necessaria per la dissalazione è solitamente riferita al metro cubo di acqua dolce ottenuta.

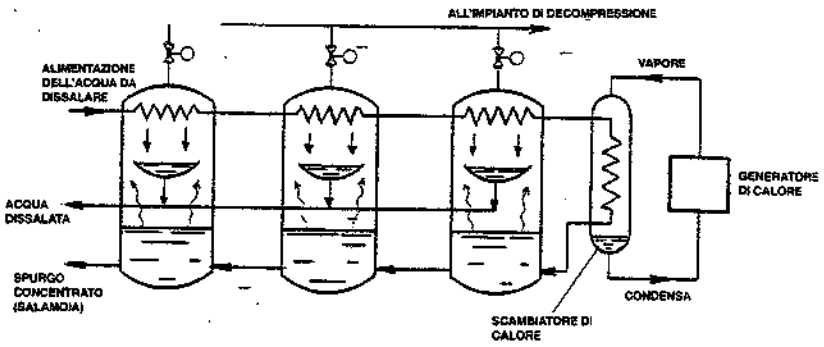


Fig. 47.13 – Schema di principio della distillazione con evaporazione istantanea a stadi multipli.

Distillazione con evaporazione istantanea a stadi multipli ("multiflash")

Si tratta di un procedimento utilizzato per produzioni elevate di acqua dissalata (centinaia di migliaia di metri cubi al giorno).

Il principio su cui si basa è il seguente: un recipiente contiene dell'acqua marina ad una certa temperatura; si fa diminuire la pressione nel recipiente fino a che la tensione di vapore ne provoca l'evaporazione.

L'impianto che realizza il procedimento in esame (fig. 47.13) consiste in un certo numero di recipienti, isolati termicamente all'esterno, disposti in serie, nei quali si produce l'evaporazione di cui si è detto.

L'acqua marina è riscaldata sotto pressione, senza evaporazione, quindi introdotta negli stadi sotto vuoto parziale dove circola in successione. In tali stadi, la pressione e la temperatura decrescono via via e, nell'ultima, si realizza un vuoto spinto. La circolazione avviene sotto l'influenza del gradiente di pressione.

In ogni recipiente si produce del vapore che condensa nella parte superiore a contatto di un fascio tubiero nel quale scorre l'acqua di alimentazione preriscaldandola.

Ovviamente, il costo minimo del metro cubo di acqua dolce prodotto si ottiene individuando il numero di stadi ottimali, tale cioè che la somma dei costi dovuti al consumo di energia ed all'ammortamento dell'investimento iniziale risulti minima.

Elettrodialisi

Secondo il fenomeno dell'elettrolisi, se un'acqua salmastra (ricca di ioni) è sottoposta ad un campo elettrico creato da due elettrodi, gli anioni si dirigono verso l'elettrodo positivo (anodo), i cationi verso l'elettrodo negativo (catodo). Se però fra i due elettrodi si interpongono delle membrane selettive permeabili agli anioni (membrane anioniche o positive) o ai cationi (cationiche o negative), gli ioni positivi (sodio), attratti dal polo negativo, attraversano solo le membrane negative, mentre gli ioni negativi (cloro), attratti dal polo positivo, attraversano solo le membrane positive. La fig. 47.14 schematizza tale processo nel caso di una cella a tre compartimenti: gli elettrodi sono collocati nei compartimenti 1 e 3; una membrana anionica separa i compartimenti 1 e 2 e una membrana cationica separa i compartimenti 2 e 3 (fig. 47.14.a). Se l'elettrodo nel compartimento 3 funziona da anodo (fig. 47.14.b), gli anioni in movimento dal compartimento 2 verso l'anodo sono bloccati dalle cariche negative della membrana

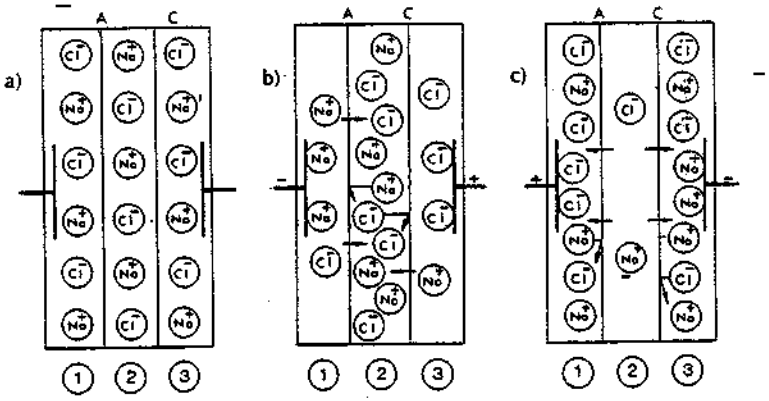


Fig. 47.14 – Cella per elettrodialisi a tre compartimenti: a) senza corrente; b) flusso di corrente in una direzione: la soluzione nel compartimento 2 si concentra; c) la corrente fluisce nella direzione opposta e la soluzione nel compartimento 2 si diluisce.

cationica. I cationi invece si muovono liberamente attraverso la membrana a permeabilità cationica dal compartimento 3 al compartimento 2, ma non possono in alcun modo raggiungere il compartimento cationico perché vengono respinti dalla membrana a permeabilità anionica, che possiede cariche positive. Così, sia gli anioni che i cationi sono accumulati nel compartimento 2. Quando la corrente elettrica è invertita (fig. 47.14.c), cationi ed anioni escono dal compartimento 2 e l'acqua in esso contenuta risulta dissalata, mentre nei compartimenti adiacenti si arricchisce di sale.

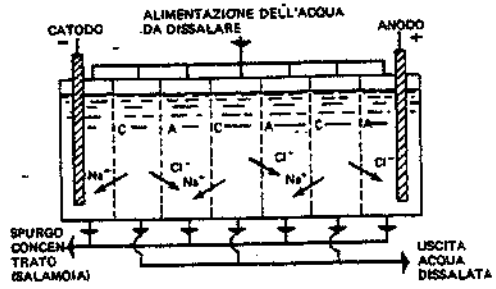


Fig. 47.15 – Schema di una unità di elettrodialisi.

In pratica, si realizzano impianti costituiti da numerosi compartimenti separati alternativamente da membrane permeabili ai cationi ed agli anioni: la fig. 47.15 schematizza una unità di tale tipo. L'elemento base, chiamato "coppia di celle", consiste in due compartimenti, uno di diluizione e uno di concentrazione, e in due membrane, una a scambio anionico ed una a scambio cationico.

L'elettrodialisi risulta particolarmente adatta per acque salmastre aventi una salinità massima di 5000 ppm (7). È comunque necessario eliminare preventivamente la torbidità dell'acqua, ridurre il suo tenore in ferro, abbattere il bicarbonato di calcio

(7) L'energia necessaria per il processo in esame cresce rapidamente con l'aumentare della salinità dell'acqua da dissalare e con il grado di purezza richiesto per l'acqua trattata. Il limite economico oggi comunemente accettato in tenore di sali è di circa 5000 ppm per l'acqua da trattare e di 300 ppm per l'acqua dissalata.

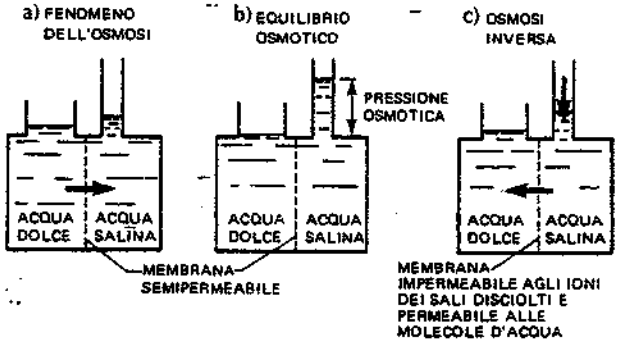


Fig. 47.16 – Principio dell'osmosi inversa.

(per evitare che precipiti in carbonato di calcio nelle celle di elettrodialisi).

Osmosi inversa

Se due soluzioni acquose, aventi concentrazioni saline differenti, sono separate da una membrana semipermeabile (vale a dire permeabile all'acqua pura, ma non alle sostanze disciolte o alle particelle colloidali), dalle due parti della membrana si stabilisce una differenza di pressione, evidenziata da una differenza di livello tra le due soluzioni (fig. 47.16.a), e l'acqua attraversa la membrana dal compartimento in cui la concentrazione salina è minore verso quello in cui la concentrazione è maggiore; conseguentemente, la pressione dell'acqua salina aumenta.

Il flusso d'acqua attraverso la membrana tende a diminuire fino a cessare completamente quando la contropressione esercitata dalla colonna d'acqua della soluzione più concentrata raggiunge un valore limite: si è cioè raggiunto il cosiddetto "equilibrio osmotico" (fig. 47.16.b). Se, partendo dalla situazione di equilibrio, si esercita sulla soluzione concentrata una pressione esterna superiore alla pressione osmotica, si verifica una inversione di flusso e pertanto la soluzione si concentra ulteriormente (fig. 47.16.c).

Su tale principio si basa il metodo della dissalazione detto ad osmosi inversa (fig. 47.17). Con membrane in acetato di cellulosa o in poliammide, si può ottenere, da acque salmastre, acqua dolce contenente meno del 10% della salinità iniziale.

L'osmosi inversa è un processo economicamente conveniente per la dissalazione dell'acqua salmastra grazie al basso consumo di energia; infatti, il processo si svolge a temperatura ambiente e non richiede cambiamenti di stato. È anche applicato per la separazione di ioni, richiesta, per esempio, nella demineralizzazione preliminare a monte degli impianti con resine a scambio ionico e nei concentratori di soluzioni.

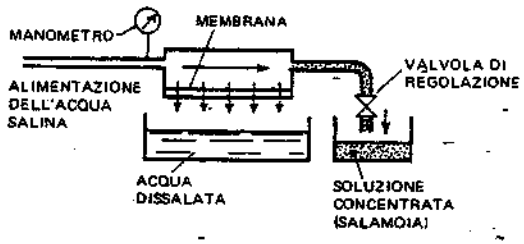


Fig. 47.17 – Schema di un impianto a osmosi inversa.

Un processo analogo a quello dell'osmosi inversa è l'*ultrafiltrazione*: questa è basata sull'utilizzo di membrane in grado di trattenere non solo le molecole dei sali inorganici disciolti [NaCl, $Ca(HCO_3)_2$, $MgSO_4$, ecc.], ma anche le macromolecole dei composti organici (zuccheri, grassi animali vegetali e minerali).

Osmosi inversa e ultrafiltrazione sono molto utilizzate nei laboratori per il pretrattamento di acqua da purificare; inoltre, trovano applicazione per il trattamento di reflui contenenti sostanze inquinanti recuperabili.

Altri sistemi di dissalazione

Accenniamo ancora ai seguenti sistemi di dissalazione:

a) *termocompressione* (fig. 47.18): adatto per il trattamento di piccole portate di acqua marina; il principio su cui si basa questo procedimento è il seguente: l'acqua da dissalare viene fatta evaporare a circa 100°C mediante vapore che attraversa, in un serpentino, un evaporatore. Il vapore è aspirato da un compressore che lo porta alla pressione relativa di circa 0,2 bar, con un surriscaldamento dell'ordine di 6°C. Quindi il vapore stesso passa nel serpentino dell'evaporatore, dove condensa. Uno scambiatore di calore presiede al raffreddamento dell'acqua distillata e della salamoia (8), nonché al preriscaldamento dell'acqua salina;

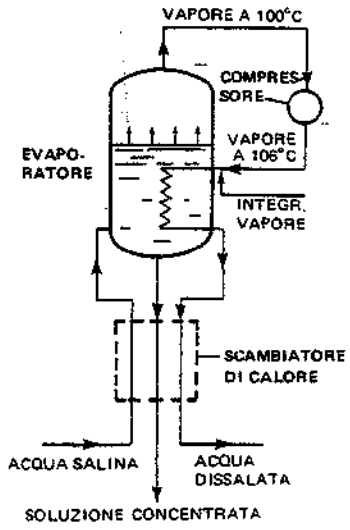


Fig. 47.18 – Distillazione mediante compressione di vapore.

b) mediante *distillazione solare*, vale a dire impiegando l'energia solare al fine di ottenere acqua dolce. Il principio informatore del procedimento è il seguente: l'acqua marina o salmastra viene raccolta in una vasca ricoperta da vetrate. L'energia raggiante che attraversa le vetrate è in gran parte assorbita dall'acqua e dal fondo della vasca (solitamente di colore nero). Tale energia si converte in energia termica, per cui l'acqua si riscalda ed evapora parzialmente, condensando contro la parete interna della vetrata (avente temperatura più bassa dell'aria sottostante). Il procedimento è applicabile solo in regioni in cui l'irraggiamento solare è sufficiente ed è adatto per piccole portate;

c) per *congelamento*, ossia sfruttando il fatto che con il raffreddamento dell'acqua salina poco al di sotto di 0°C (9), si formano due fasi: una solida priva di sali ed una liquida più concentrata. Vale la pena di rilevare che l'acqua ottenuta con questo procedimento – costo a parte – presenta il vantaggio di essere fresca e biologicamente innocua (i materiali degli apparecchi e delle tubazioni sono quindi meno esposti alla corrosione);

(8) Si chiama salamoia una soluzione a concentrazione elevata di sale, quale risulta il residuo della dissalazione dell'acqua marina.

(9) Ricordiamo che l'acqua di mare congela a circa –2°C.

d) per *scambio ionico*, ottenuto impiegando resine sintetiche, le quali fissano gli ioni presenti nell'acqua da dissalare. Poiché il costo della dissalazione realizzata per scambio di ioni dipende dalla salinità dell'acqua e aumenta rapidamente con questa, è evidente che il procedimento è economicamente applicabile alle sole acque salmastre.

Scelta del processo di dissalazione

La scelta del procedimento di dissalazione più conveniente dipende da numerosi fattori, fra i quali citiamo i seguenti:
- natura e concentrazione dei sali disciolti nell'acqua;
- portata di acqua da dissalare;
- risorse energetiche disponibili in loco e loro costo;
- costi unitari di produzione dell'acqua pura;
- grado di purezza dell'acqua ottenuta (in relazione all'impiego cui l'acqua stessa è destinata);
- referenze tecnico-economiche relative ad impianti già funzionanti.

47.10. BIBLIOGRAFIA

Degremont, *Memento technique de l'eau*, Parigi, Firmin-Didot s.a.
G. Bianucci e G. De Stefani, *Il trattamento delle acque per uso industriale*, Milano, Hoepli.
G. Gomella e H. Guerrée, *Le traitement des eaux de distribution*, Parigi, Eyrolles.
G. Ippolito, *Appunti di costruzioni idrauliche*, Napoli, Liguori ed.
L. Germain; L. Colas e J. Rouquet, *Le traitement des eaux*, Parigi, Dunod.
J. Vaillant, *Les problèmes du dessalement de l'eau de mer et des eaux saumatres*, Parigi, Eyrolles.
M. Clerfayt, *La prodution d'eau potable par dessalement*, Liège, Cebedoc.
K. Spiegler, *Principles of desalination*, New York, Academic.
K. Spiegler, *Salt-water purification*, New York, John Wiley & Sons Inc.
Betz, *Handbook of industrial water conditioning*, Trevose (Pennsylvania), Betz Laboratories Inc.

48. Trattamenti delle acque reflue

48.1. PRETRATTAMENTI

In genere, le acque di scarico inquinate devono essere sottoposte, prima del trattamento vero e proprio, ad un pretrattamento, consistente in una o più operazioni fisiche o meccaniche. Scopo del pretrattamento è quello di separare dall'acqua la maggior quantità possibile di elementi la cui natura o le cui dimensioni renderebbero difficoltoso il buon funzionamento dell'impianto di depurazione.

Le operazioni di pretrattamento più note sono la grigliatura, la dissabbiatura e la disoleazione.

Grigliatura

Le griglie sono previste per trattenere oggetti ingombranti e sostanze solide grossolane trasportate dalle acque reflue.

Si distingue fra griglie (fig. 48.1):
- fisse o mobili;
- diritte o curve;
- verticali o inclinate;
- a pulizia manuale o motorizzata.

Un'altra distinzione è legata alla luce libera fra le sbarre delle griglie. Si ha una grigliatura fine quando tale luce libera varia da 3 a 10 mm; una grigliatura media per

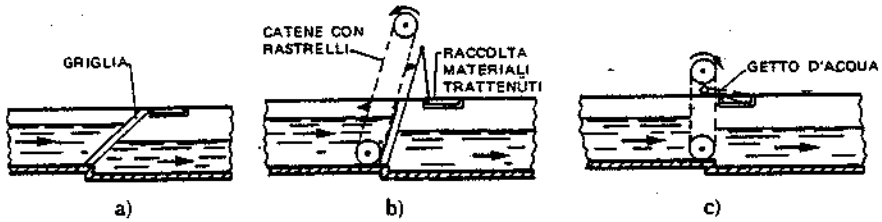


Fig. 48.1 – Tipi di griglie: a) fissa, inclinata, a pulizia manuale; b) fissa, inclinata, a pulizia motorizzata mediante catene munite di rastrelli; c) mobile, verticale, pulita mediante getto d'acqua.

luci di 10÷25 mm; una pre-grigliatura (o grigliatura grossolana) se la luce libera varia da 30 a 100 mm.

La velocità media dell'acqua attraverso le griglie è compresa fra 0,60 e 1 m/s. La velocità massima (portate di punta) può arrivare a 1,20÷1,50 m/s.

Dissabbiatura

Consiste nella separazione dalle acque da trattare – siano esse primarie o di scarico – delle sostanze sabbiose, argillose, minerali, ecc. che, oltre a depositi nei condotti, potrebbero danneggiare le pompe o altri apparecchi del successivo impianto di trattamento. La separazione avviene in vasche nelle quali l'acqua in arrivo diminuisce di velocità e permane per un tempo sufficiente per far sedimentare la sabbia in essa contenuta. Si possono usare vasche a sezione rettangolare nelle quali la velocità dell'acqua diminuisce e resta costante per l'intera lunghezza (1). La fig. 48.2 fornisce lo schema di principio di un dissabbiatore del genere.

I detriti sedimentatisi sul fondo della vasca vengono asportati manualmente o mediante sistemi meccanici; fra questi ultimi, citiamo – in quanto già noti – gli *air lift* (fig. 36.20) e gli elevatori a tazze (fig. 23.1).

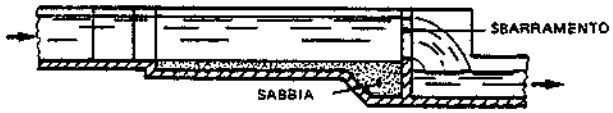


Fig. 48.2 – Dissabbiatore a camera.

Disoleazione

In genere, gli oli liberi (cioè non emulsionati) ed i grassi che si trovano nelle acque reflue sono più leggeri dell'acqua e quindi tendono a galleggiare: pertanto, riducendo la velocità di efflusso delle acque, si favorisce la separazione degli oli e dei grassi.

L'*American Petroleum Institute* (A.P.I.) ha elaborato apposite norme per il dimensionamento delle vasche utilizzate, oltre che per un'eventuale sedimentazione, per separare gli oli ed i grassi. Le vasche sono del tipo indicato in fig. 48.3 e – se dimensionate secondo le indicazioni precisate – consentono di separare particelle oleose aventi un diametro almeno uguale a 100 μm.

48.2. TRATTAMENTI PRIMARI O DECANTAZIONE

Ai pretrattamenti segue in genere il cosiddetto trattamento primario, identificabile essenzialmente in una decantazione (o sedimentazione) ed avente lo scopo di eliminare dall'acqua grezza elevate percentuali di sostanze sedimentabili e parte delle sostanze in sospensione.

(1) Il flusso idrico deve essere rallentato in modo da ottenere una velocità lineare prossima a 0,30 m/s. Queste condizioni dinamiche consentono la sedimentazione di sostanze solide aventi massa volumica pari a circa 2,6 g/cm³ (sabbie) e diametro di circa 0,2 mm.

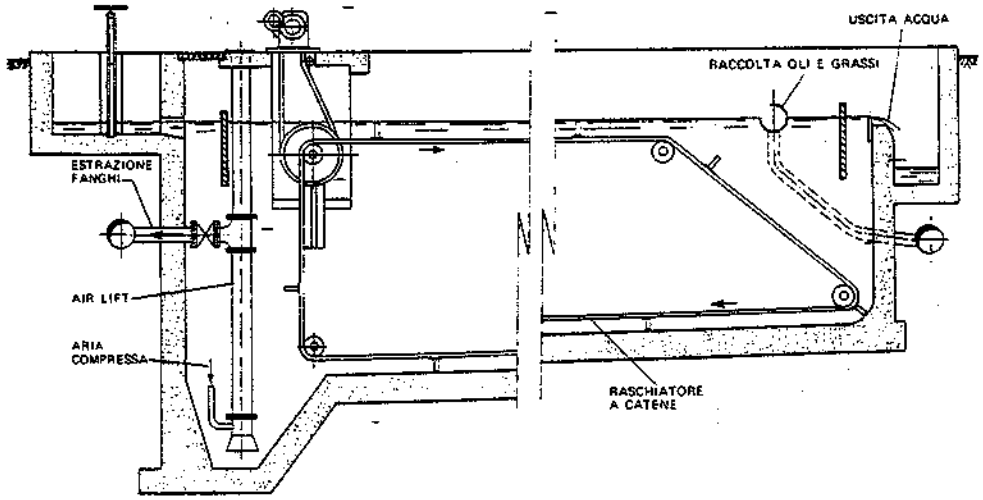


Fig. 48.3 – Vasca di disoleazione tipo A.P.I., funzionante anche come dissabbiatore.

La decantazione consiste nella separazione fisica di due fasi insolubili fra di loro, sfruttando la gravità.

La separazione viene realizzata in vasche a forma parallelepipeda o cilindrica, nelle quali l'acqua grezza è costretta a compiere percorsi del tipo raffigurato negli schemi di fig. 48.4.

Sul fondo di tali vasche possono decantare due tipi di particelle: quelle granulari, caratterizzate da una velocità di caduta costante, e quelle coagulate (risultanti dall'agglomerazione naturale o artificiale di sostanze colloidali in sospensione).

Con riferimento alle particelle coagulate (v. § 48.3), si deve ancora fare distinzione in rapporto alla loro concentrazione: se questa è bassa, i fiocchi decantano come se fossero isolati ma, poiché essi incontrano via via particelle più piccole e quindi aumentano di dimensione, la velocità di caduta ne risulta incrementata (si parla di *decantazione diffusa*); se invece la concentrazione delle particelle è elevata (superiore a 500 mg/l), si registra un rallentamento nella caduta, caratterizzato da una netta demarcazione fra la massa fangosa ed il liquido sovrastante (*decantazione frenata*).

Riferendoci alla decantazione di particelle granulari, consideriamo una di tali particelle immersa in un liquido in quiete. La sua velocità di caduta può essere calcolata in prima approssimazione con

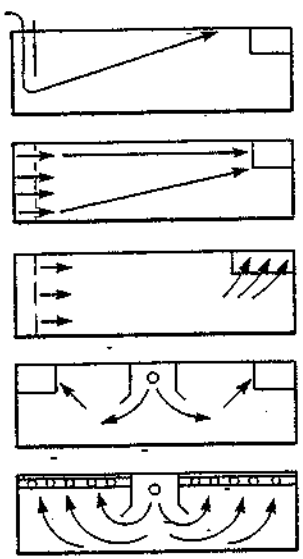


Fig. 48.4 – Percorsi che l'acqua grezza compie nei vari tipi di sedimentatori.

la *legge di Stokes* (valida per particelle sferiche e relativamente grandi, non influenzantisi a vicenda, con fluido in quiete e a temperatura costante):

$$v = \frac{1}{18}\frac{g\,(d_1 - d_2)\,d^2}{\eta} \qquad (48.1)$$

dove:
v = velocità di decantazione di una particella sferica (m/s);
g = accelerazione di gravità (9,81 m/s^2);
d_1 = massa volumica della particella (kg/m^3);
d_2 = massa volumica della soluzione torbida);
d = diametro della particella (m);
η = viscosità del fluido (kg/m·s).

Ovviamente, ai valori ottenuti con la (48.1) si devono apportare correzioni per tenere conto della forma reale delle particelle, della concentrazione delle stesse, della velocità con cui si muove il liquido.

In pratica, per particelle di sabbia caratterizzate da d_1 = 2,65, si possono considerare i valori riportati nella tab. 48.I, nella quale:
d = diametro della particella di sabbia;
v_1 = velocità di sedimentazione per fluido a velocità orizzontale nulla;
v_2 = velocità di sedimentazione per fluido a velocità orizzontale uguale a V;
v_3 = velocità di sedimentazione per fluido a velocità orizzontale di 0,30 m/s;
V = velocità orizzontale critica di trascinamento della particella depositata.

Tabella 48.I – Velocità di sedimentazione di granelli di sabbia.

d [cm]	0,005	0,010	0,020	0,030	0,040	0,050	0,10	0,20	0,30	0,50	1,00
v_1 [cm/s]	0,2	0,7	2,3	4,0	5,6	7,2	15	27	35	47	74
v_2 [cm/s]	0	0,5	1,7	3,0	4,0	5,0	11	21	26	33	
v_3 [cm/s]	0	0	1,6	3,0	4,5	6,0	13	25	33	45	65
V [cm/s]	15	20	27	32	38	42	60	83	100	130	190

Decantatori a flusso orizzontale

Si consideri una vasca di sedimentazione a forma parallelepipeda (fig. 48.5), nella quale l'acqua contenente le particelle da separare entri da aperture ricavate sulla parete AA'B'B, disposte e dimensionate in modo tale che l'acqua assuma ben presto una velocità uniforme. La sezione trasversale resti costante per tutta la lunghezza della vasca e l'uscita dell'acqua avvenga attraverso aperture opportunamente dimensionate ed applicate sulla parte CC'D'D (2).

Poniamo la condizione che nel bacino sedimentino le particelle dotate di una prestabilita velocità di caduta v_o ed entranti nella vasca in corrispondenza dei punti più alti della parete AA'B'B; se ciò avviene, è evidente che anche le particelle dotate di velocità di caduta $>v_o$ o entranti a quote più basse, si depositeranno sul fondo prima che l'acqua esca dal bacino. Con riferimento alla fig. 48.5, la particella si trova

(2) Poiché in pratica ciò non è realizzabile (e la stessa velocità dell'acqua diventa uniforme solo ad una certa distanza dall'ingresso nella vasca), converrà dare una maggiore lunghezza al bacino rispetto a quella teorica indicata dai calcoli.

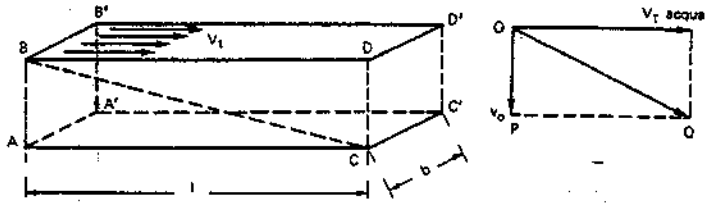


Fig. 48.5 – Raffigurazione schematica di una vasca di sedimentazione a forma parallelepipeda.

soggetta a due velocità costanti: quella di traslazione V_t e quella di caduta v_o. Se la particella deve depositarsi in C, dalla similitudine dei triangoli OPQ e BAC, si ricava:

$$v_o = \frac{h}{l}V_t \qquad (48.2)$$

essendo:
h = altezza dell'acqua nella vasca;
l = lunghezza della vasca.

Se b è la larghezza della vasca e $Q = hbV_t$ è la portata d'acqua che perviene al bacino, risulta

$$v_o = \frac{Q}{bl} \qquad (48.3)$$

Se con A = bl si indica la superficie del fondo della vasca, si può scrivere:

$$v_o = \frac{Q}{A} \qquad (48.4)$$

dove Q/A è la cosiddetta *portata specifica* (espressa in m^3/m^2·h), indipendente dalla profondità della vasca (3).

Se con t indichiamo il tempo di sedimentazione delle particelle, ovviamente uguale al tempo che l'acqua impiega a percorrere la lunghezza della vasca (*tempo di ritenzione*), si può anche scrivere:

$$v_o = \frac{h}{t} \qquad (48.5)$$

In genere, all'atto del dimensionamento dei bacini di decantazione si pone la condizione che negli stessi si eliminino le particelle aventi valori di v_o = 0,2÷0,4 mm/s,

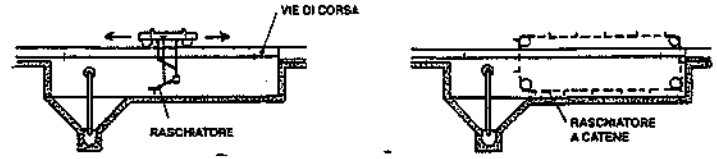


Fig. 48.6 – Carroponte e convogliatore a catene dotati di lame raschianti per la pulizia del fondo delle vasche di sedimentazione.

(3) In pratica, però, si assumono dimensioni tali che la velocità dell'acqua nella vasca sia così bassa (≤ 20 mm/s) da non rimuovere le particelle che si depositano sul fondo. È inoltre importante che i fanghi vengano costantemente rimossi, senza farli ritornare in sospensione: ciò si ottiene di solito installando carriponte dotati di lama raschiante oppure convogliatori a catene con raschiatori (fig. 48.6).

corrispondenti ad una portata specifica di 0,9÷1,8 $m^3/m^2 \cdot h$.

Altri parametri adottati in pratica sono i seguenti:
- tempo di ritenzione: $t = \frac{Ah}{Q} = 2 \div 6$ h;
- $V_t = 10 \div 20$ mm/s;
- valori di h/b: 0,3÷0,5;
- valori di b: 2÷10 m;
- valori di h: 2÷4 m;
- valori di l: 20÷40 m (in ogni caso <20 h e >5 b).

Accenniamo ora ai bacini di sedimentazione aventi il fondo inclinato, ascendente o discendente (fig. 48.7). Se h_1 e h_2 misurano rispettivamente l'altezza dell'acqua in corrispondenza delle pareti di entrata e di uscita, si può pervenire alla seguente espressione:

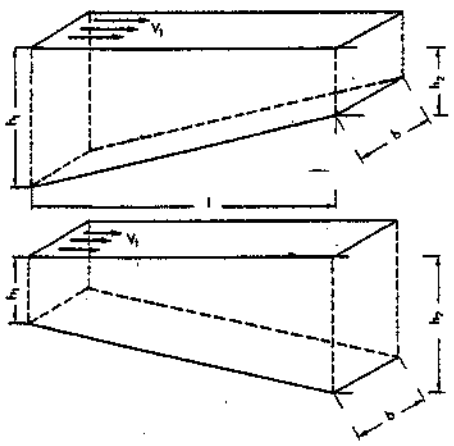


Fig. 48.7 – Schema di vasche di sedimentazione a fondo inclinato.

$$(48.6) \qquad v_o = \frac{Q}{bl} \cdot \frac{2}{h_1/h_2 + 1}$$

che differisce dalla (48.3) per il termine correttivo

$$\frac{2}{h_1/h_2 + 1}$$

il quale risulta $\gtrless 1$ a seconda che $h_1 \lessgtr h_2$ e cioè a seconda che la vasca abbia il fondo discendente o ascendente.

Ne consegue che a parità di Q, b, l, il bacino a fondo discendente decanta meno bene del bacino a fondo orizzontale, mentre il bacino a fondo ascendente decanta meglio. È questo il motivo per cui i decantatori a flusso orizzontale hanno di solito il fondo in ascesa (fig. 48.8).

Decantatori a flusso ascendente

Quando le particelle da separare non sono troppo leggere, si ricorre talvolta a vasche di sedimentazione a flusso ascendente, caratterizzate da una sezione cilindrica e da un fondo conico avente pendenza inferiore a 60° (fig. 48.9): l'acqua contenente le particelle è costretta a salire dal basso verso l'alto e con velocità uniforme (la sezione orizzontale delle vasche è costante); grazie all'inversione di moto cui l'acqua è costretta ed alla forza di gravità, le particelle si depositano sul fondo della vasca.

Adottiamo la stessa simbologia già introdotta; è ovvio che per la sedimentazione deve essere:

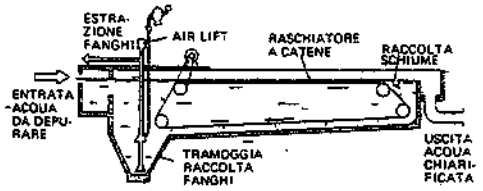


Fig. 48.8 – Vasca di sedimentazione a flusso orizzontale e fondo ascendente, con raschiatori montati su catene e *air lift* per l'evacuazione continua dei fanghi.

$$(48.7) \qquad v_o > V_t = \frac{Q}{A}$$

dove A è la sezione orizzontale della vasca.

Il tempo di ritenzione dell'acqua nella vasca si assume in genere fra 1 e 3 ore, a seconda delle caratteristiche fisiche delle particelle; la portata specifica fra 1 e 5 $m^3/m^2 \cdot h$.

A parità di v_o e di Q, le vasche di sedimentazione a flusso ascendente occupano un'area minore di quelle a flusso orizzontale. Anche il tempo di ritenzione è minore, mentre la portata specifica è più elevata. Per contro, il loro costo è maggiore.

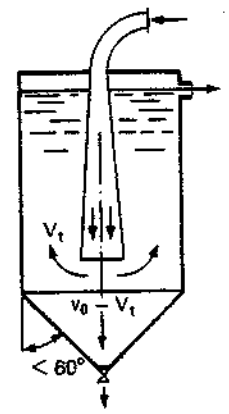


Fig. 48.9 – Vasca di sedimentazione a flusso ascendente.

Decantatori circolari

Quando le acque contengono sostanze colloidali in sospensione, si ricorre in genere a decantatori a pianta circolare, di cui la fig. 48.10 illustra le caratteristiche distintive. L'acqua viene immessa nella parte centrale dell'impianto; nella zona di immissione o immediatamente a monte, si aggiungono una o più sostanze coagulanti atte a favorire la formazione di fiocchi (v. § 48.3): nella fase di risalita dell'acqua, vale a dire nel settore di maggiore sezione (e quindi con velocità ridotta), i fiocchi formatisi sedimentano sul fondo della vasca, trascinando le sostanze in sospensione.

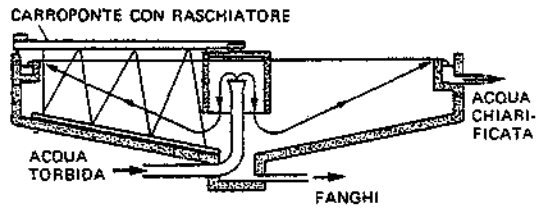


Fig. 48.10 – Decantatore circolare con ponte girevole.

L'acqua depurata tracima in un canale periferico che la convoglia alle successive destinazioni.

I decantatori circolari sono dotati di un ponte girevole attorno ad un asse verticale (velocità periferica non superiore a 1,5 m/min), portante un apposito raschiatore per rimuovere con continuità il fango accumulatosi sul fondo. Tale fango viene sospinto dal raschiatore mobile in una fossa centrale e di qui allontanato con un sistema di estrazione automatico.

Ove occorra, il ponte girevole è pure dotato di uno schiumatore per ripulire la superficie liquida dalle impurezze galleggianti.

La pendenza del fondo vasca può variare dal 5% al 10%. L'altezza dell'acqua alla periferia è compresa fra 2 e 4 m.

Sovente si ricorre a decantatori a pianta circolare dotati di dispositivo atto a riciclare i fanghi (fig. 48.11): in tal modo si favorisce un ingrandimento dei fiocchi e quindi la sedimentazione.

Molto spesso l'acqua da trattare contiene particelle molto fini (diametro inferiore a 10 μm) che sedimentano con grande difficoltà oppure sospensioni colloidali, costituite da particelle dotate in genere di una carica elettrica (il più delle volte negativa), la quale impedisce la formazione di fiocchi e quindi rallenta la precipitazione.

In tali casi, il solo processo di sedimentazione avrebbe efficienze molto basse e richiederebbe bacini di decantazione troppo grandi. Si ricorre allora ai procedimenti cosiddetti di *coagulazione* e *flottazione* di seguito esaminati.

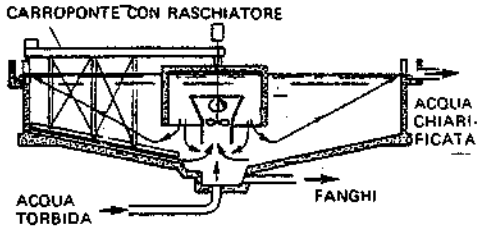


Fig. 48.11 – Decantatore circolare con dispositivo per il ricircolo dei fanghi.

48.3. COAGULAZIONE O FLOCCULAZIONE

Il processo della coagulazione (ovvero – come si dice sovente – della flocculazione) consiste nello sciogliere nell'acqua da trattare sali di ferro o di alluminio, i quali – idrolizzandosi – danno luogo a idrati fioccosi insolubili e attenuano le forze elettrostatiche repulsive. Tali idrati sedimentano facilmente, trascinando le particelle in sospensione. I prodotti che favoriscono tale sedimentazione si chiamano *coagulanti* (o *flocculanti*). I coagulanti più usati in pratica sono i seguenti:

a) *Solfato di alluminio*, che, sciolto in acqua, per idrolisi dà luogo alla formazione di idrato di alluminio (avente carica positiva) e acido solforico (con conseguente riduzione del pH):

$$Al_2(SO_4)_3 \overset{H_2O}{\rightleftarrows} 2\,Al^{+++} + 3(SO_4)^{--} \tag{48.8}$$

$$Al^{+++} + 3\,H_2O \rightarrow Al(OH)_3\downarrow + 3\,H^+$$

b) *Cloruro ferrico*, che, sciolto in acqua, dà luogo alla formazione di acido cloridrico e di fiocchi di idrato ferrico:

$$Fe\,Cl_3 \rightleftarrows Fe^{+++} + 3\,Cl^- \tag{48.9}$$

$$H_2O \rightleftarrows H^+ + OH^- \tag{48.10}$$

$$Fe^{+++} + 3\,OH^- \rightarrow Fe\,(OH)_3\downarrow \tag{48.11}$$

c) *Solfato ferroso*, il quale, nell'acqua, dà luogo dapprima a idrato ferroso e poi, per reazione con l'ossigeno disciolto nell'acqua, a idrato ferrico:

$$Fe\,SO_4 \overset{H_2O}{\rightleftarrows} Fe^{++} + SO_4^{--} \tag{48.12}$$

$$Fe^{++} + 2\,H_2O \rightleftarrows Fe\,(OH)_2 + 2\,H^+ \tag{48.13}$$

$$Fe^{++} + \frac{5}{2}H_2O + \frac{1}{4}O_2 \rightarrow Fe\,(OH)_3\downarrow + 2\,H^+ \tag{48.14}$$

d) *Alluminato di sodio*, che si idrolizza dando luogo alla formazione di idrato di alluminio a carica negativa:

$$NaAlO_2 + H_2O \rightleftarrows AlO_2^- + Na^+ \tag{48.15}$$

$$Al\,O_2^- + 2\,H_2O \rightleftarrows Al\,(OH)_3\downarrow + OH^- \tag{48.16}$$

Citiamo ancora l'uso della *calce* sotto forma di CaO o di $Ca(OH)_2$.

In tutti i casi in cui le reazioni di idrolisi portino ad una riduzione del pH in campo acido, occorre effettuare una correzione del medesimo mediante bonificazione per ottenere la precipitazione degli idrossidi.

La scelta del tipo di coagulante dipende dalla natura dell'acqua da trattare e avviene a seguito di apposite prove di laboratorio o su impianti pilota: le stesse prove servono anche a individuare la dose minima di reagente da impiegare.

I fiocchi che si formano per azione dei coagulanti possono essere ingranditi (come volume e come peso) mediante:

- una diffusione rapida e violenta del coagulante al momento dell'introduzione nell'acqua;
- la temperatura (un suo aumento favorisce la flocculazione);
- una correzione del pH della soluzione;
- l'agitazione (può migliorare le caratteristiche di decantazione dei fiocchi): in genere, è preferibile una agitazione breve e violenta, all'atto dell'immissione del reagente, mediante agitatori a elica, aeratori, ecc.;
- l'impiego di sostanze note come *ausiliari della coagulazione*: queste, aggiunte in piccole dosi ai coagulanti sopra citati, provocano la formazione di fiocchi più grandi e quindi più facilmente sedimentabili (4).

Quando si rende necessario ricorrere a più reagenti (coagulanti e ausiliari della coagulazione), è importante l'ordine di immissione degli stessi.

Alla coagulazione si fa seguire una decantazione (o una filtrazione) in modo da consentire la separazione del precipitato fioccoso dall'acqua. La fig. 48.12 schematizza un impianto di flocculazione e successiva decantazione.

La fig. 48.13 evidenzia la traiettoria delle particelle coagulate caratterizzate da una bassa concentrazione, allorquando l'acqua in cui sono contenute venga introdotta in una vasca di sedimentazione a flusso orizzontale. Tale figura, inoltre, confronta il fenomeno della sedimentazione con coagulazione e quello della sedimentazione semplice: come si può rilevare, la sedimentazione con coagulazione richiede vasche di minore lunghezza.

A seguito di prove sperimentali si sono ottenute le curve di fig. 48.14, le quali consentono di ricavare la velocità di caduta v_o quale rapporto fra l'altezza h dell'acqua nella vasca ed il tempo di ritenzione t in funzione della percentuale di eliminazione che si vuole ottenere: tutte le particelle aventi una velocità di caduta maggiore od uguale a tale valore, sedimentano sul fondo della vasca.

Se le particelle coagulate

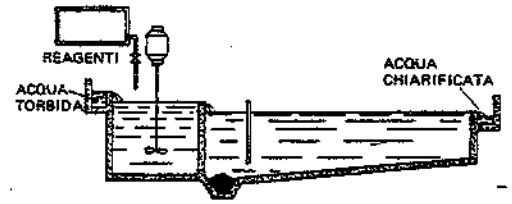


Fig. 48.12 – Impianto di coagulazione e sedimentazione.

(4) Gli ausiliari della coagulazione più usati sono i polielettroliti, vale a dire polimeri lineari ad alto peso molecolare, anionici o cationici, idrosolubili. Sono disponibili sul mercato numerosi polielettroliti; il tipo più adatto viene scelto in base a prove di laboratorio.

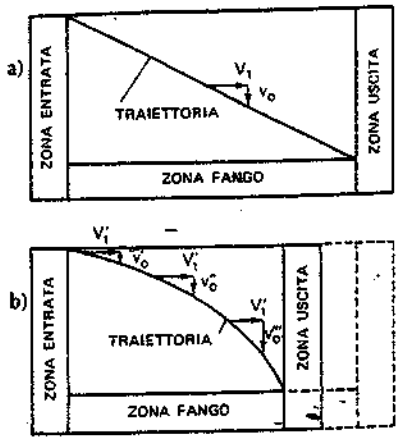


Fig. 48.13 – Confronto tra le traiettorie di sedimentazione: a) senza coagulazione; b) con coagulazione.

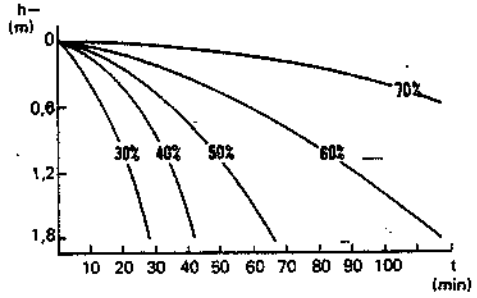


Fig. 48.14 – Determinazione della velocità di caduta in funzione dell'altezza dell'acqua nella vasca, del tempo di sedimentazione e della percentuale di particelle sedimentate.

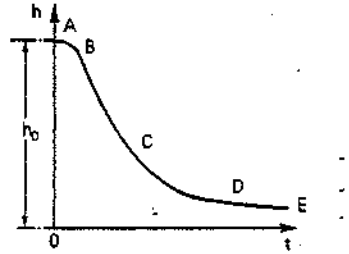


Fig. 48.15 – Variazione dell'altezza dello strato superiore di una torbida in una vasca di sedimentazione in funzione del tempo, secondo la teoria di Kynch.

hanno concentrazione elevata (caso dei fanghi attivi e di molte sospensioni chimiche) la loro velocità di decantazione è ottenibile applicando la *teoria di Kynch*. Questa consente di pervenire a curve del tipo di fig. 48.15 che indicano come varia l'altezza dello strato superiore della torbida nel bacino di sedimentazione in funzione del tempo: ad una prima fase A-B, più o meno breve, in cui la decantazione non ha avuto praticamente inizio, segue una fase B-C (tratto rettilineo) caratterizzata da una velocità di caduta costante; il tratto C-D della curva (concavo verso l'alto) corrisponde ad un rallentamento progressivo di tale velocità; infine, a partire da D, la sedimentazione si arresta.

48.4. FLOTTAZIONE

Per *flottazione* si intende la separazione e la raccolta sulla superficie libera, dei materiali in sospensione in un liquido.

Nel caso più semplice, la separazione per flottazione delle particelle solide in sospensione in un liquido segue le stesse leggi della sedimentazione, ma in senso inverso: infatti, tale separazione si ottiene mediante bolle d'aria o di gas molto piccole che inglobano le particelle da eliminare e le portano in superficie. La fig. 48.16 schematizza il funzionamento di un impianto di flottazione (5).

(5) Quando la massa volumica delle particelle da eliminare è inferiore a quella dell'acqua, si realizzano anche impianti a flottazione naturale, vale a dire senza l'ausilio delle bolle d'aria: citiamo, ad esempio, la separazione dell'olio dalle acque di raffineria, laminatoi, ecc.

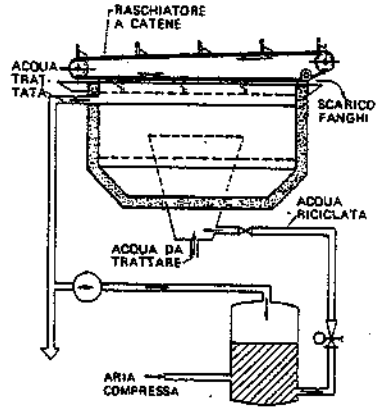


Fig. 48.16 – Schema di un impianto di aeroflottazione in vasca parallelepipeda con sovrastante raschiatore delle sostanze galleggianti.

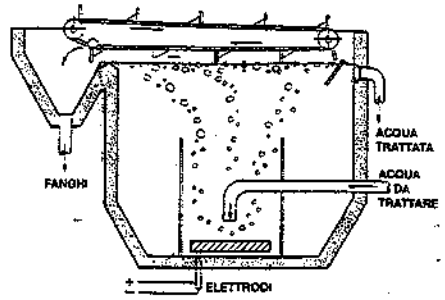


Fig. 48.17 – Schema di un impianto di elettroflottazione.

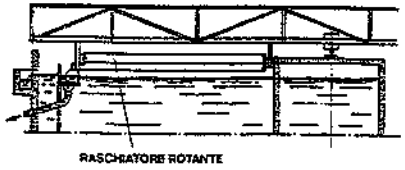


Fig. 48.18 – Flottatore circolare.

Il trattamento in esame si adotta per la separazione dei flocculati "leggeri" nella chiarificazione delle acque destinate ad uso potabile; per la separazione di sostanze oleose o grasse nelle acque di scarico delle industrie metallurgiche e delle raffinerie; più in generale, nel trattamento delle acque reflue industriali quando il contenuto di solidi in sospensione abbia un notevole rilievo o costituisca un problema particolare per le tecnologie classiche di depurazione.

Una variante della *aeroflottazione* è il procedimento denominato *elettroflottazione*: immergendo nella massa liquida degli elettrodi, si provoca la formazione di bolle di idrogeno e di ossigeno di diametro inferiore a 1 μm, vale a dire di microbolle (fig. 48.17); questa tecnica è adottata nel caso di acque mineralizzate e di emulsioni molto fini.

Ovviamente, la flottazione può avvenire nello stesso tipo di vasche parallelepipede o circolari impiegate per la decantazione: si dovranno soltanto prevedere dei raschiatori superficiali per l'evacuazione delle sostanze galleggianti (figg. 48.16÷48.18).

L'impiego di coagulanti e/o di polielettroliti adatti può migliorare l'efficienza del trattamento di flottazione.

48.5. DEPURAZIONE BIOLOGICA

La depurazione biologica delle acque contenenti sostanze organiche biodegradabili può avvenire in condizioni anaerobiche o aerobiche.

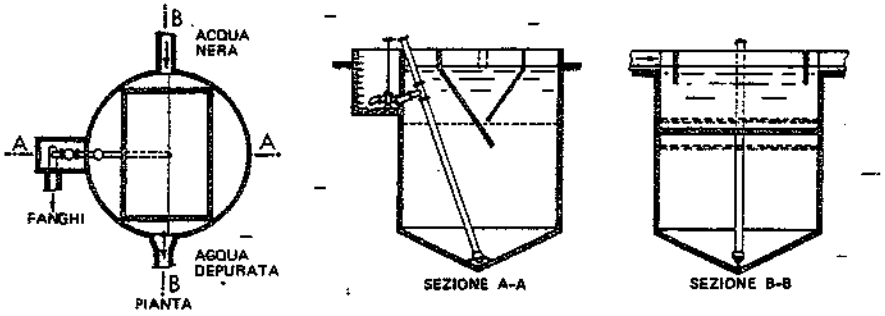


Fig. 48.19 – Schema di una fossa settica o di Imhoff.

I sistemi di depurazione anaerobici prevedono l'introduzione dei liquami in vasche chiuse e non aerate, dove le sostanze organiche vengono demolite dalla flora anaerobica con produzione di una miscela di metano (6), anidride carbonica ed altri gas quali H_2S e PH_3.

Quale sistema classico di depurazione anaerobica ricordiamo le cosiddette *fosse settiche* o *Imhoff* (fig. 48.19): queste consistono in una camera di sedimentazione superiore ed in una camera sottostante per la raccolta dei fanghi. Il liquame in arrivo è costretto a compiere un percorso tortuoso prima di entrare nella camera di sedimentazione, lasciando all'esterno di questa le sostanze galleggianti, tra cui i grassi liberi.

Le materie sedimentabili (fanghi) scivolano lungo le pareti inclinate della camera di sedimentazione e pervengono alla sottostante camera di digestione (cosiddetta perché in essa i fanghi subiscono il processo di demolizione che provoca una riduzione del loro volume): di tanto in tanto si deve provvedere alla rimozione di tali sedimenti. I gas prodotti dalla digestione e molte materie leggere liberatesi dai fanghi, risalgono alla superficie, dove, con il tempo, si può formare una crosta che tende ad aumentare di spessore: perché ciò non accada, si deve di tanto in tanto rimuovere la crosta stessa.

Le fosse settiche sono prefabbricate, con diametri ed altezze funzione del numero *n* di utenti. Di solito, *n* è minore di 150 persone.

La depurazione biologica in condizioni aerobiche, particolarmente adatta per il trattamento dei liquami provenienti da utenti molto numerosi (città, complessi industriali, ecc.), prevede due fasi, consistenti rispettivamente nel:

a) provocare lo sviluppo di microorganismi, che rimuovono gli inquinanti organici biodegradabili dei quali si nutrono;
b) separare per sedimentazione i fanghi formatisi.

Lo sviluppo dei batteri e la conseguente demolizione delle sostanze organiche contenute nell'acqua grezza possono essere ottenute con i seguenti sistemi.

1) *Letti batterici* o *filtri percolatori* (fig. 48.20): consistono in un letto filtrante costituito da pozzolana, coke metallurgico, pietrisco siliceo o addirittura da materiali sintetici di pezzatura regolare, compresa fra 40 e 80 mm. Il letto filtrante è contenuto in un bacino circolare sopra il quale due o quattro bracci ruotano per azione di un motore o per reazione conseguente all'uscita del liquame attraverso fori ricavati nei

(6) Mediamente, 1 kg di BOD eliminato sviluppa circa 0,5 Nm³ di metano.

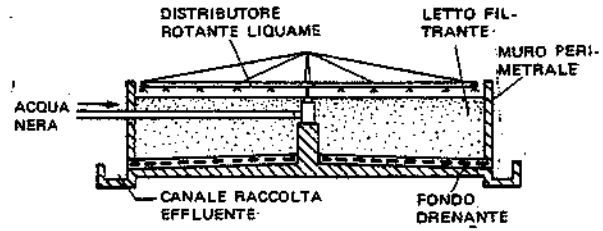


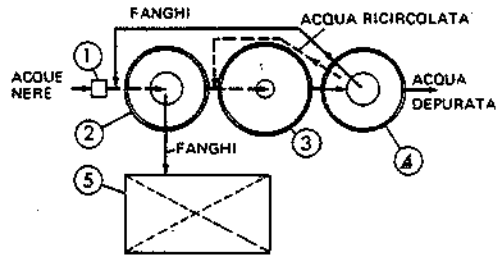
Fig. 48.20 – Filtro percolatore.

tubi: tale traliccio rotante distribuisce uniformemente il liquido sulla superficie del filtro. Il fondo del filtro è costituito da mattonelle inclinate, in modo da convogliare l'acqua filtrata nel canale periferico di raccolta, e tali da consentire il passaggio di aria attraverso il letto filtrante. L'acqua da trattare, preventivamente decantata, viene anzitutto a contatto con l'ossigeno atmosferico; successivamente attraversa il filtro, nel quale si è andato costituendo un sottilissimo strato gelatinoso contenente batteri, protozoi, funghi, che danno luogo a reazioni aerobiche con le sostanze organiche contenute nell'acqua (l'ossigeno occorrente proviene per tiraggio naturale dalle aperture sottostanti). L'altezza del letto filtrante varia in genere da 1 a 3 m.

L'effluente proveniente dal filtro viene fatto passare in un impianto di sedimentazione. I fanghi che qui si ottengono sono sovente pompati nel sedimentatore primario al fine di aumentare la concentrazione dei fanghi che in tale sedimentatore si separano dal liquame grezzo.

Con un impianto del tipo sopra descritto, si può ottenere una riduzione del BOD_5 fino al 60÷65%. Tale rendimento sale se si ricircola parte del liquido già depurato (7) miscelandolo con il liquido entrante (fig. 48.21) oppure se si installano due filtri in serie (invertendo ad intervalli regolari l'ordine in cui gli stessi lavorano) o ancora se si prevede sia la ricircolazione che la doppia percolazione.

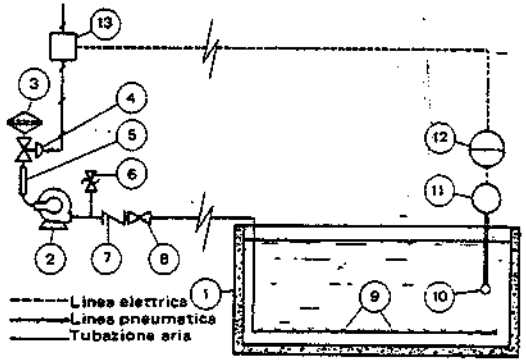
2) *Fanghi attivi* (fig. 48.22): questo sistema è basato su una intensificazione del processo di autodepurazione descritto nel caso di scarichi nei corsi d'acqua. Le acque grezze – preventivamente sottoposte a pretrattamento e ad una sedimentazione primaria – vengono intensamente aerate in un'apposita vasca di aerazione così che lo sviluppo dei microorganismi aerobici risulta favorito. Si determina pertanto la formazione di fiocchi aventi consistenza gelatinosa, i quali adsorbono gli elementi disciolti ed i colloidi presenti nell'acqua grezza; quindi i batteri ed i protozoi provvedono a decomporre tali sostanze con



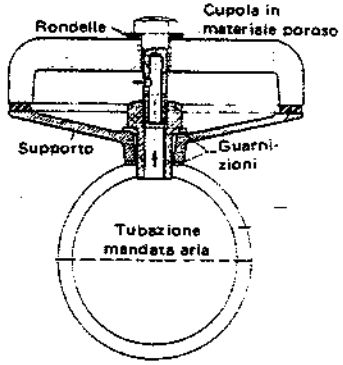
1. Pretrattamento - 2. Decantatore primario - 3. Letto batterico - 4. Decantatore finale - 5. Trattamento fanghi.

Fig. 48.21 – Schema di un impianto di depurazione biologica con filtro percolatore.

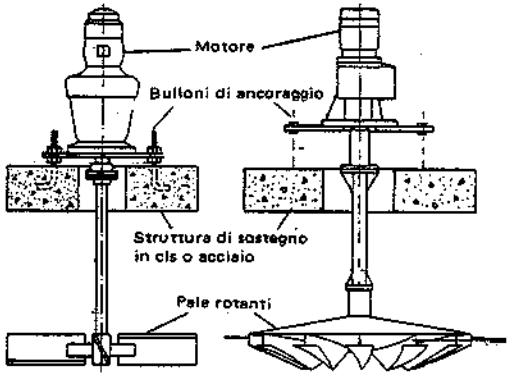
(7) La ricircolazione, diluendo il liquame da depurare, riduce il carico organico, cioè il BOD del liquido che entra nel filtro.



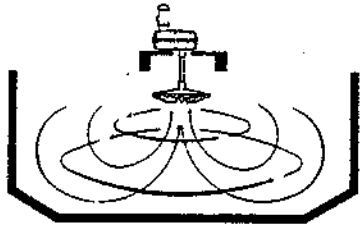
1. Vasca di aerazione · 2. Elettroventilatore · 3. Filtro aria · 4. Valvola modulante · 5. Silenziatore · 6. Valvola di sicurezza 7. Valvola di ritegno · 8. Valvola a sfera · 9. Diffusori d'aria · 10. Sensore di ossigeno · 11. Trasmettitore · 12. Regolatore · 13. Convertitore elettropneumatico.



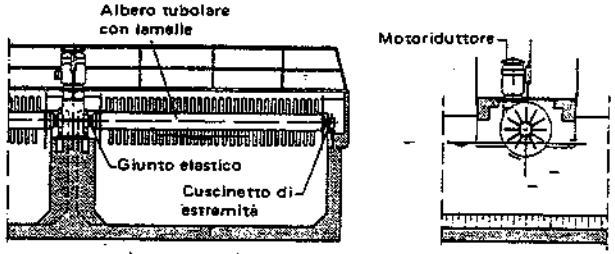
a) Particolare di un diffusore d'aria



b) Aeratori ad asse verticale e pale rotanti



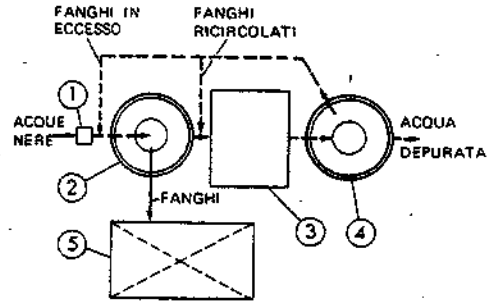
c) Esemplificazione della funzione degli aeratori ad asse verticale



d) Aeratore ad asse orizzontale a lamelle

Fig. 48.22 – Impianto a fanghi attivi: l'aerazione dei liquami è affidata a diffusori (a) oppure ad aeratori ad asse verticale od orizzontale (b-d).

formazione di gas, sostanze minerali e fanghi organici. Questi ultimi si separano in apposito sedimentatore previsto a valle della vasca di aerazione (fig. 48.23). L'acqua, ormai depurata, si scarica per tracimazione, mentre buona parte dei fanghi sedimentati viene rimandata nella vasca di aerazione, al fine di mantenere una sufficiente concentrazione di fanghi attivi (atta a rinforzare la flora aerobica); la parte restante viene evacuata o, meglio, inviata nella vasca di sedimentazione primaria (dove contribuisce all'addensamento dei fanghi, facilitandone la sedimentazione).



1. Pretrattamento · 2. Decantatore primario · 3. Vasca di aerazione · 4. Decantatore finale · 5. Trattamento fanghi.

Fig. 48.23 – Schema di un impianto di depurazione biologica a fanghi attivi.

L'aerazione del liquame è effettuata mediante tubazioni di aria compressa dotate di diffusori (fig. 48.22.a) oppure mediante aeratori ad asse verticale o ad asse orizzontale, dotati di pale o lamelle rotanti (fig. 48.22.b-d) (8).

Il rendimento raggiungibile con un impianto a fanghi attivi può superare il 90% del BOD_5 iniziale.

Si realizzano pure impianti combinati, nei quali cioè le fasi di aerazione e di decantazione avvengono in un unico complesso (caso di impianti destinati a depurare le acque nere alimentate da non più di 1000÷2000 persone).

La fig. 48.24 schematizza un impianto di questo genere: sono visibili la zona (centrale) di ossigenazione e la zona di decantazione. Il tasso di ricircolazione dei fanghi è più elevato che nel sistema a fanghi attivi. La lunghezza dell'impianto può variare da 15 a 70 m; la profondità si aggira intorno ai 4 m.

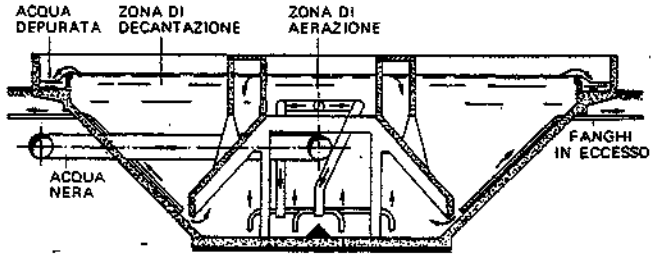


Fig. 48.24 – Sezione trasversale di un impianto di trattamento biologico combinato.

(8) Ricordiamo ancora la tecnologia "a ossigeno puro" che prevede l'insufflazione di ossigeno anziché di aria: tale tecnologia migliora le prestazioni del trattamento biologico e, di conseguenza, consente di ridurre le dimensioni delle vasche di "aerazione"; in certi casi, si può anche fare a meno della sedimentazione primaria.

Ricordiamo che la depurazione biologica delle acque può risultare compromessa dai seguenti fattori:
- presenza di sostanze tossiche (sali di metalli pesanti, cianuri, ecc.);
- temperatura e pH dell'acqua in arrivo;
- insufficienti concentrazioni di sostanze nutritizie minerali (atte a favorire lo sviluppo dei microorganismi), quali, in modo particolare, l'azoto ed il fosforo;
- presenza di detergenti in eccesso;
- sovraccarichi di portata dell'effluente.

48.6. PRECIPITAZIONE CHIMICA

Aggiungendo alle acque da trattare determinate sostanze ed eventualmente modificando le condizioni di temperatura o di pressione e/o di pH, si può provocare la formazione di composti insolubili o poco solubili con le sostanze indesiderabili contenute nell'acqua, le quali in tal modo possono venire separate (normalmente per decantazione). Ad esempio, la precipitazione chimica è utilizzata per trasformare i metalli pesanti in composti insolubili: di solito si agisce sul pH della soluzione portandola in campo alcalino (pH 8÷10). Anche i processi di addolcimento dell'acqua possono essere considerati esempi di precipitazioni chimiche.

A questo punto, è opportuno ricordare come si preparano le soluzioni e le sospensioni necessarie per le varie reazioni chimiche. I reagenti necessari per il trattamento delle acque sono a volte dosati direttamente sotto forma concentrata, a volte impiegati come soluzioni diluite o come sospensioni preventivamente approntate partendo da soluzioni concentrate oppure da prodotti solidi.

1) *Soluzioni diluite da soluzioni concentrate* (fig. 48.25). Dal serbatoio in cui è immagazzinata, la soluzione concentrata viene pompata in un recipiente sopraelevato e di qui alimentata alla vasca di diluizione; un agitatore può favorire la diluizione stessa.

2) *Soluzioni diluite da prodotti solidi.* Si ricorre a sistemi del tipo schematizzato in fig. 48.26 (il reagente è disposto in un cestello forato immerso nell'acqua della vasca ed un agitatore meccanico o ad aria compressa provoca l'omogeneizzazione della soluzione) oppure a dispositivi del tipo di fig. 48.27.

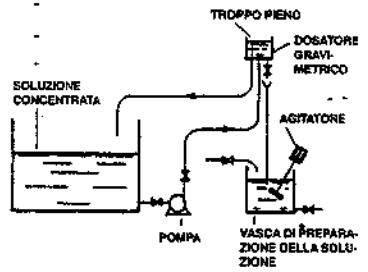


Fig. 48.25 – Preparazione di soluzioni diluite partendo da soluzioni concentrate.

Fig. 48.26 – Preparazione di soluzioni diluite partendo da prodotti solidi immersi.

48.7. TRATTAMENTI TERZIARI

Nella terminologia corrente, i procedimenti fin qui considerati (a parte i pretrattamenti) vengono in genere classificati come segue:
- *trattamenti primari:* decantazione, coagulazione-decantazione, flottazione;
- *trattamenti secondari:* depurazione biologica, precipitazione chimica.

Conseguentemente, si individuano come *trattamenti terziari* quelli previsti a valle dei trattamenti primari ed eventualmente secondari (quando si tratta di acque nere o di acque molto inquinate) al fine di ridurre ulteriormente:
- le sostanze in sospensione ed il BOD;
- il tenore di azoto e di fosforo;
- il tenore degli agenti tensioattivi o simili;
- il colore, il COD non biodegradabile, ecc.

Le acque che hanno subito la depurazione terziaria possono essere riutilizzate per impieghi industriali e/o civili.

I trattamenti terziari ai quali si fa più sovente ricorso sono i seguenti: adsorbimento – filtrazione – defosfatazione – denitrificazione – sterilizzazione.

Nei paragrafi seguenti, ci soffermiamo brevemente su tali sistemi di trattamento.

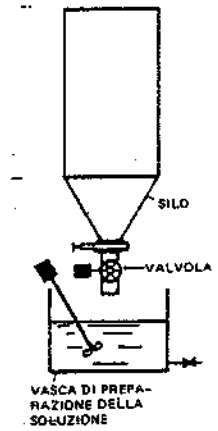


Fig. 48.27 – Preparazione di soluzioni diluite partendo da prodotti solidi immagazzinati in sili.

48.8. ADSORBIMENTO

L'adsorbimento consiste nel fissaggio di una molecola (detta adsorbita) sulla superficie di un materiale (detto adsorbente), sotto l'azione di forze fisiche e chimiche.

Si chiamano *adsorbenti* quelle sostanze aventi facoltà di captare e trattenere le molecole organiche. Fra le più note, ricordiamo il carbone attivo, la silice, l'argilla fine espansa, l'allumina attivata e le resine macroporose non ioniche.

Il grado di adsorbimento r è rappresentabile dalla *legge di Freundlich* (a temperatura costante):

(48.17) $$r = \frac{x}{m} = KC^{1/n}$$

dove:
x = peso di sostanza adsorbita;
m = peso di sostanza adsorbente;
C = concentrazione della sostanza da adsorbire nella soluzione;
K e n = costanti che dipendono dalla temperatura, dall'adsorbente e dall'adsorbito.

La fig. 48.28 evidenzia come varia r in funzione di C e per diversi valori di n.

Il carbone attivo costituisce l'adsorbente più efficace per il trattamento delle acque potabili e – meno frequentemente – industriali, siano esse primarie o di scarico.

Esso può essere impiegato in polvere oppure in grani. Nel primo caso, la polvere viene immersa nell'acqua da trattare (specialmente quando si debbano abbattere punte di inquinamento); nel secondo caso, si fa percolare l'acqua su un letto

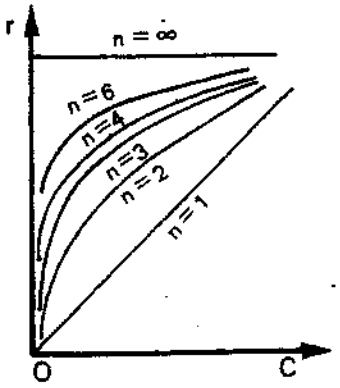


Fig. 48.28 Rappresentazione grafica della legge di Freundlich sull'assorbimento isotermico.

di grani di carbone attivo: in tal modo, oltre all'azione adsorbente degli inquinanti disciolti nell'acqua, il carbone attivo esercita anche un'azione filtrante sulle sostanze in sospensione ed eventualmente un'azione catalitica di declorazione di acque che abbiano subìto un trattamento di clorazione in eccesso. Il carbone in grani favorisce anche lo sviluppo di microorganismi adatti alla biodegradazione di certi inquinanti: si tratta dunque di un adsorbente particolarmente adatto alla rifinitura finale.

48.9. FILTRAZIONE

Quando una sospensione attraversa un mezzo poroso (filtro), le sostanze sospese sono trattenute, mentre il fluido (filtrato) passa oltre.

Se le particelle da separare hanno dimensioni superiori a quelle dei fori del filtro, esse sono trattenute sulla superficie del filtro stesso, il quale prende sovente il nome di *filtro superficiale*.

Realizzano una filtrazione superficiale:
- i filtri a rete (9), i filtri-pressa, i filtri sotto vuoto, ecc.;
- i filtri a tamburo, ricoperti da filo metallico o di plastica, liscio o ripiegato o a profilo speciale: sono in grado di trattenere particelle anche di pochi micrometri di diametro;
- i filtri a cartuccia: costituiti da fibre di cellulosa, sono di solito impiegati come filtri terminali di sicurezza, quando si vuole che l'acqua sia esente da impurezze residue.

Se invece le particelle hanno dimensioni inferiori a quelle dei fori del filtro, esse vengono trattenute all'interno del mezzo poroso ed il filtro si chiama *volumetrico*, a strati oppure a letti filtranti.

I *filtri volumetrici a strati* sono costituiti da fibre di lana o di cellulosa impregnate di resine oppure da fibre di cotone o di vetro intrecciate su un'anima rigida o ancora da prodotti porosi in porcellana, plastica, ecc.

In questi filtri – atti a trattenere particelle anche di pochi micrometri – si esercita una ritenzione non soltanto in superficie, ma anche per una certa profondità del supporto.

I *filtri volumetrici a letti filtranti* sono adatti per separare dall'acqua particelle anche di piccole dimensioni ed in grandi quantità. In ogni caso, la velocità di filtrazione V (rapporto fra la portata Q e l'unità di superficie) è data dalla:

$$V = \frac{P}{\mu R} = kP \qquad (48.18)$$

dove:
P = perdita di carico;
μ = viscosità dinamica;
R = resistenza del mezzo.

Nel caso dei filtri a letti, una parte della sostanza contenuta nel fluido si deposita sui granuli costituenti il letto filtrante e forma uno strato gelatinoso che aumenta l'efficienza di filtrazione.

(9) Ci si riferisce a filtri a maglia fine, atti a trattenere particelle di diametro superiore a 150 μm.

La fig. 48.29 dimostra come varia l'efficienza di un filtro a letto filtrante nel tempo: dopo il periodo t_1 cosiddetto di "maturazione" del filtro, la torbidità dell'acqua filtrata comincia a diminuire, si mantiene poi stabile per un certo periodo di tempo t_2 (durante il quale l'acqua filtrata ha le caratteristiche ottimali richieste); quindi comincia ad aumentare per un tempo t_3 corrispondente al tempo occorrente perché la perdita di carico raggiunga il valore massimo ammissibile. I valori dei tempi suddetti dipendono dalla qualità e quantità delle particelle contenute nell'acqua da trattare, dalla granulometria dei granuli del letto filtrante, dalla velocità di filtrazione, dall'altezza del letto filtrante.

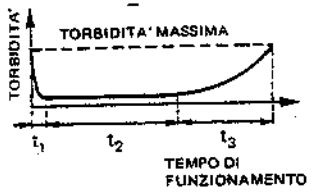


Fig. 48.29 – Qualità dell'acqua filtrata in funzione del tempo di filtrazione.

Si definisce *caratteristica* o *resa di un filtro* la portata di acqua smaltita nell'unità di tempo dall'unità di superficie filtrante ($m^3/h \cdot m^2$).

In pratica, con i filtri superficiali si raggiungono rese variabili da 5 a 30 $m^3/m^2 \cdot h$. Con quelli a letti filtranti si possono trattenere da 0,5 a 5 kg di materiali in sospensione per ogni m^3 di materiale filtrante, in relazione ai parametri da cui dipendono i tempi t_2 e t_3.

La scelta di un filtro fra i diversi tipi cui sopra si è fatto cenno, dipende, fra l'altro, dai seguenti fattori:
- caratteristiche del liquido da filtrare e delle impurezze in esso contenute e loro variazioni nel tempo;
- qualità dell'acqua filtrata, tolleranze ammesse e possibilità di controllo;
- condizioni di installazione;
- possibilità e modalità di pulizia del filtro;
- spese d'investimento e di esercizio.

Nel campo della filtrazione mediante letti filtranti, si citano i seguenti sistemi.

1) *Filtri a gravità*

I filtri a gravità, generalmente costituiti da letti filtranti in sabbia, possono essere di due tipi: lenti o rapidi. Nei *filtri lenti* (fig. 48.30), uno strato di sabbia fine (la dimensione media dei granelli può variare – a seconda delle caratteristiche dell'acqua da filtrare – da 0,5 a 1,2 mm) è sopportato da uno o più strati di ghiaietto siliceo (se gli strati di supporto sono più di uno la loro granulometria va crescendo verso il basso).

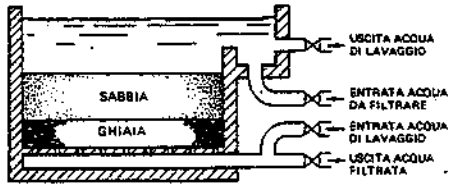


Fig. 48.30 – Filtro a gravità.

La portata di un filtro a gravità (ovvero la velocità con la quale l'acqua attraversa il filtro) dipende essenzialmente dal battente d'acqua sullo strato filtrante, dallo spessore di quest'ultimo e dalla granulometria della sabbia, oltre che dal grado di intasamento del filtro. Risulta cioè:

$$Q = k\frac{H}{s} \qquad (48.19)$$

dove:
Q = resa del filtro (portata smaltita dall'unità di superficie filtrante);
k = coefficiente numerico che dipende dal grado di finezza della sabbia;
H = battente d'acqua sullo strato filtrante;
s = spessore dello strato filtrante.

La portata dei filtri lenti – se si richiedono filtrazioni molto spinte – risulta piuttosto limitata: 100÷500 litri/h per m^2 di superficie filtrante.

Questo spiega la preferenza per i *filtri rapidi*, i quali si differenziano dai primi per il fatto che la formazione del deposito filtrante (cioè dello strato di particelle o impurezze che si depositano sul filtro e che attivano l'efficienza filtrante dello stesso) viene accelerata artificialmente aggiungendo all'acqua sostanze coagulanti (v. § 48.3): in tal modo, sul filtro si deposita uno strato gelatinoso che risulta particolarmente efficace nel trattenere le particelle sospese nell'acqua.

Ne consegue che la sabbia viene ad avere prevalentemente lo scopo di sopportare lo strato gelatinoso, sul quale si concentra l'azione filtrante: essa può quindi avere una maggiore granulometria o uno spessore minore, con un aumento della velocità di filtrazione e quindi della quantità d'acqua filtrata. Infatti, i filtri rapidi sono caratterizzati da velocità di filtrazione di 5÷20 m/h e portate comprese fra 5 e 20 m^3/h per m^2 di superficie filtrante.

2) *Filtri a pressione*

Quando l'acqua da filtrare è in pressione, si ricorre sovente a *filtri chiusi* o – come si suol dire – *in pressione* (fig. 48.31): nei tipi normali, l'acqua entra dall'alto e attraversa il letto filtrante (sovente a sabbia di quarzo; a volte ad antracite in granuli fini), uscendo dal basso dei recipienti, normalmente cilindrici, costituenti il filtro.

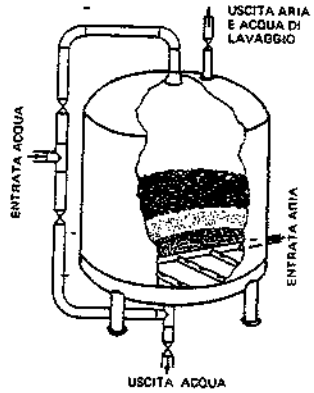


Fig. 48.31 – Filtro a pressione.

In altri tipi, come nel cosiddetto *filtro immedium* (fig. 48.32), il flusso dell'acqua avviene invece dal basso verso l'alto, attraversando perciò dapprima strati filtranti aventi interstizi più grandi e poi quelli ad interstizi più piccoli: per evitare che l'acqua rimuova lo strato filtrante, nei filtri immedium si provoca una pressione sulla superficie superiore, eventualmente con la stessa acqua da filtrare.

Nei filtri a pressione normali la velocità di filtrazione varia da 5 m/h a 15 m/h; con i filtri immedium la velocità può raddoppiare.

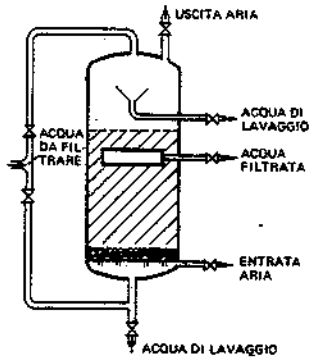


Fig. 48.32 – Filtro immedium.

Tutti i filtri devono essere periodicamente puliti, rimuovendo le impurezze che essi hanno trattenuto e riassestando poi la massa filtrante (nel caso dei filtri a letti). L'operazione di pulizia riveste quindi un'importanza determinante. In genere essa consiste in un lavaggio in controcorrente eseguito con acqua o con acqua ed aria compressa. Nel primo caso occorre una portata d'acqua tale da espandere il volume apparente della sabbia costituente il filtro almeno del 15%. Nel secondo caso – assai più diffuso – si utilizza una portata d'acqua minore (insufficiente a provocare l'espansione della sabbia), ma si agita contemporaneamente la sabbia con getti di aria compressa.

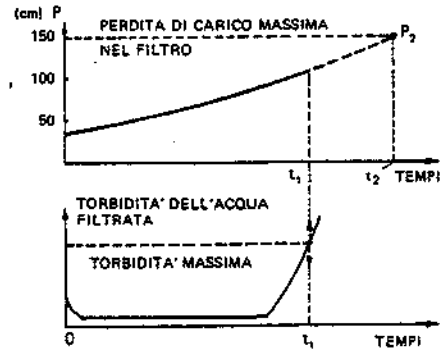


Fig. 48.33 – Variazione della perdita di carico e della caratteristica "torbidità" dell'acqua uscente in un filtro a letto filtrante.

La frequenza dei lavaggi dipende ovviamente dalla natura dell'acqua da filtrare. In pratica, ci si basa sulla perdita di carico e si effettua il lavaggio quando essa raggiunge un certo limite: si tratta ovviamente di individuare per quale valore della perdita di carico comincia ad aumentare la torbidità dell'acqua filtrata (fig. 48.33).

48.10. DEFOSFATAZIONE

Quando le acque immesse in un lago, o in acque superficiali poco mosse, contengono notevoli quantità di fosfati (la cui origine è in gran parte dovuta all'impiego dei detersivi), questi possono stimolare il fenomeno dell'eutrofizzazione, cioè favorire lo sviluppo delle alghe e del plancton.

I trattamenti atti a realizzare le defosfatazione prevedono una precipitazione chimica a mezzo di reattivi (coagulazione), seguita da una fase di decantazione o di flottazione.

48.11. DENITRIFICAZIONE

La riutilizzazione di acqua depurata per usi potabili o per il ravvenamento di falde sotterranee, richiede la riduzione spinta dei composti azotati (NH_4^+, NO_2^-, NO_3^-) mediante trattamenti chimico-fisici o biologici. Nel primo caso, si eleva il pH a valori tali da rimuovere gli ioni NH_4^+, sotto forma di ammoniaca NH_3, per "strippaggio" da parte dell'aria in torri di contatto (il procedimento può essere accoppiato, per quanto concerne il condizionamento chimico, a quello della defosfatazione). Nel secondo caso, tenendo presente che la trasformazione dell'ammoniaca in nitrati può già essere avvenuta nei trattamenti secondari, si completa la denitrificazione favorendo, in appositi bacini non aerati, lo sviluppo di colonie di microorganismi che assorbono dai nitrati l'ossigeno necessario allo sviluppo e li riducono ad azoto gassoso: si tratta quindi di un processo biologico di tipo anaerobico nel quale l'ossigeno occorrente per il metabolismo dei microorganismi è fornito dai composti disciolti nell'acqua e non mediante insufflazione di aria.

48.12. STERILIZZAZIONE

Le acque, siano esse naturali oppure provenienti da impianti di trattamento, contengono dei microorganismi (batteri, alghe, protozoi, funghi), i quali, se in numero elevato oppure di tipo particolare, possono rendere le acque stesse dannose per l'organismo umano e quindi non potabili.

D'altra parte, quando le acque sono utilizzate negli impianti industriali, tali microorganismi possono – in particolari condizioni di temperatura, luce, presenza di sostanze nutritive, ecc. – riprodursi fino ad intasare reti ed apparecchi, dare luogo a cattivi odori, favorire o promuovere la corrosione (10).

Per eliminare i microorganismi dannosi o patogeni, si ricorre industrialmente ad uno dei seguenti metodi di sterilizzazione delle acque.

A) *Clorazione*

Il cloro è il reattivo più utilizzato per la sterilizzazione dell'acqua e può essere applicato sotto diverse forme, fra le quali ricordiamo:

1) L'*ipoclorito di sodio*, immesso nell'acqua da trattare nella quantità occorrente mediante pompe dosatrici o anche per gravità:

(48.20) $$NaClO \overset{H_2O}{\rightleftarrows} Na^+ + ClO^-$$

(48.21) $$ClO^- \rightleftarrows Cl^- + \frac{1}{2}O_2$$

L'ipoclorito di sodio, adatto per piccoli impianti, tende ad innalzare il pH dell'acqua;

2) Il *cloro liquido* o *gassoso* (11), disciolto in acqua mediante appositi dosatori automatici:

(48.22) $$Cl_2 + H_2O \rightleftarrows ClO^- + Cl^- + 2\,H^+$$

(48.23) $$ClO^- \rightleftarrows Cl^- + \frac{1}{2}O_2$$

Il cloro, adatto per grandi impianti, tende ad abbassare il pH dell'acqua.

La quantità di cloro necessaria dipende dalla "domanda di cloro" (12) dell'acqua da trattare.

Di solito, si considera sufficiente ad assicurare una buona disinfezione dell'acqua un tenore residuo di cloro non superiore a 0,2÷0,5 ppm.

(10) Vale la pena di rilevare che la sterilizzazione dell'acqua prima dell'impiego o del suo riutilizzo può rendersi necessaria anche dopo un trattamento biologico o dopo lo stesso trattamento terziario: è il caso di acque contenenti microbi patogeni (come quelle di scarico da strutture sanitarie) oppure di acque destinate alla riutilizzazione per usi potabili o in piscine o ancora di acque scaricate in prossimità di bagni pubblici.

(11) Ricordiamo che il cloro è un forte irritante delle vie respiratorie e può diventare tossico in dosi superiori a 30 cm^3/m^3. Gli impianti di immagazzinamento e di distribuzione del cloro devono quindi soddisfare le relative norme di sicurezza. In particolare, il cloro deve essere immagazzinato allo stato liquido in recipienti di acciaio installati in appositi locali.

(12) La domanda di cloro è data dalla differenza fra la quantità di cloro introdotta in un'acqua e la quantità di cloro residuo dopo un tempo prestabilito.

B) Le *clorammine* hanno un potere battericida meno rapido e meno intenso rispetto a quello del cloro e dell'ipoclorito, ma più prolungato nel tempo: sono preparate impiegando cloro e ammoniaca (in dosi comprese fra 1/4 e 1/2 della dose di cloro).

C) *Ozonizzazione*

Com'è noto, l'ozono (O_3) è un gas instabile, che tende a trasformarsi in ossigeno esercitando contemporaneamente una energica azione sterilizzante. Industrialmente, l'ozono si produce comprimendo aria atmosferica, essiccandola e facendola passare fra due elettrodi (eventualmente ricoperti con un dielettrico) sottoposti ad una differenza di potenziale alternativa. Il costo di produzione dell'ozono è piuttosto elevato per cui il suo impiego è generalmente limitato alla sterilizzazione di acque potabili (che con tale trattamento risultano inodori ed insapori). Data la scarsa solubilità del gas, particolare importanza riveste la messa in contatto fra aria e acqua: a tale fine si ricorre a impianti di miscelazione del tipo schematizzato in fig. 48.34; l'immissione dell'ozono nell'acqua può avvenire mediante tubi forati o iniettori.

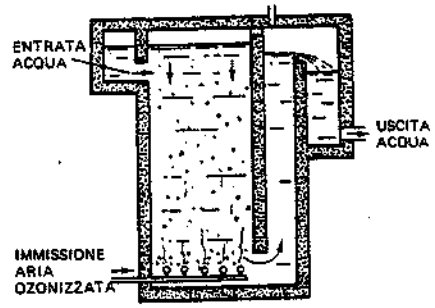


Fig. 48.34 – Impianto per l'ozonizzazione dell'acqua.

D) *Raggi ultravioletti*

La sterilizzazione dell'acqua mediante raggi ultravioletti si attua facendo passare l'acqua in un condotto al centro del quale si trova un tubo di quarzo che racchiude la lampada sorgente di raggi ultravioletti.

48.13. RAFFREDDAMENTO DELL'ACQUA

L'acqua proveniente dalle utenze tecnologiche degli stabilimenti industriali senza aver subito processi inquinanti salvo un aumento di temperatura, può essere recuperata attraverso un particolare tipo di trattamento: il raffreddamento (13).

A tale fine, l'acqua, a mezzo di un'apposita rete di condotte, viene generalmente raccolta in vasche interrate. Da queste vasche l'acqua è prelevata per il raffreddamento e successivamente rimessa in ciclo (fig. 36.11).

Fra i vari sistemi utilizzabili per il raffreddamento dell'acqua ricordiamo i seguenti:

- raffreddamento mediante aria atmosferica;
- raffreddamento mediante un fluido ausiliario (di norma aria atmosferica) con l'acqua da raffreddare in circuito chiuso;
- impiego di gruppi frigorigeni.

(13) Un abbassamento della temperatura dell'acqua può anche risultare necessario in vista dello scarico dell'acqua stessa in corpi idrici riceventi che non sopportino inquinamenti provocati da temperature superiori a certi valori (v. capitolo 46).

1) Raffreddamento per mezzo di aria atmosferica

Un sistema cui sovente si ricorreva in passato per realizzare il raffreddamento dell'acqua, è quello che prevede il frazionamento della stessa per mezzo di ugelli posti su tubazioni installate superiormente a una vasca di accumulo.

La fig. 48.35 schematizza tale sistema di raffreddamento: l'acqua calda arriva sopra il vascone mediante tubazioni dotate di appositi ugelli; da questi, l'acqua zampilla nella vasca, raffreddandosi al contatto con l'aria atmosferica e, soprattutto, per evaporazione (14).

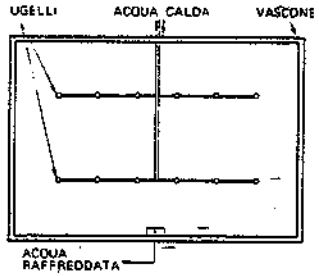


Fig. 48.35 – Raffreddamento dell'acqua ottenuto frazionando lo scarico con ugelli.

In questi impianti, l'evaporazione provoca una perdita d'acqua pari al 3% circa della portata in circolazione: un equivalente volume d'acqua deve quindi essere reintegrato.

Un secondo sistema di raffreddamento per mezzo di aria è quello basato sull'impiego di *torri evaporative*.

Il principio di raffreddamento proprio delle torri è il seguente: l'acqua calda, scendendo lungo la torre, viene a contatto con l'aria atmosferica, capace di favorire il raffreddamento dell'acqua stessa per parziale evaporazione e per trasmissione termica a convezione fra acqua e aria; la trasmissione provoca il raffreddamento dell'acqua, purché, evidentemente, la temperatura dell'acqua sia maggiore di quella dell'aria; la parte di calore sottratta all'acqua per semplice convezione è più o meno importante, a seconda della temperatura dell'aria entrante nella torre; per temperature dell'aria di circa 0°C (in inverno), lo scambio termico convettivo è circa il 40% dello scambio totale; per temperature dell'aria di circa 25°÷30°C (in estate), lo scambio convettivo non supera il 10% del totale.

Per incrementare l'evaporazione e lo scambio termico per convezione, la massa d'acqua viene suddivisa in goccioline o in strati sottilissimi, al fine di aumentare la superficie ed il tempo di contatto aria-acqua. I movimenti dell'acqua e dell'aria avvengono generalmente in senso opposto (l'acqua verso il basso e l'aria verso l'alto); sono peraltro impiegate anche torri costruite in modo da provocare movimenti incrociati.

Il frazionamento dell'acqua in gocce è ottenuto a mezzo di opportuni sistemi disperdenti: piatti orizzontali metallici sovrapposti in posizioni sfalsate, celle a nido d'ape in legno o plastica.

La suddivisione dell'acqua in strati sottili è invece realizzata a mezzo di lastre di materiali plastici, disposte in verticale e opportunamente distanziate fra di loro. La distribuzione dell'acqua sui sistemi disperdenti è ottenuta con dispositivi appropriati posti al di sopra dei sistemi stessi (ugelli polverizzatori, tubi bucherellati, vaschette a stramazzo).

La corrente d'aria attraverso la torre può essere provocata per via artificiale (a mezzo di ventilatori elicoidali o centrifughi, aspiranti o soffianti) o per via naturale, utilizzando il tiraggio provocato da un camino (fig. 48.36 e 48.37).

(14) È noto che l'evaporazione necessita di una somministrazione di calore (circa 2500 kJ/kg di acqua evaporata). In questo caso, il calore è fornito dall'acqua non evaporata, la quale, per contro, si raffredda.

L'acqua raffreddata uscente dalla torre è generalmente raccolta in una vasca dalla quale, per pompaggio, viene rimessa in ciclo.

Il funzionamento di una torre è caratterizzato da una perdita di acqua per evaporazione e per trascinamento. La prima si calcola esattamente con la seguente formula:

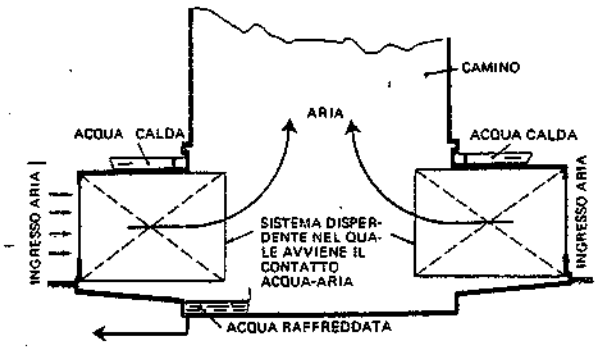


Fig. 48.36 – Torre evaporativa a tiraggio naturale.

(48.24) $P = A \cdot (x_u - x_e)$ (kg/h)

dove:

P = quantità di acqua evaporata (kg vapore/h);

A = portata di aria attraversante la torre (kg aria/h);

x_u = umidità assoluta dell'aria uscente dalla torre (kg vapore/kg aria);

x_e = umidità assoluta dell'aria entrante nella torre (kg vapore/kg aria).

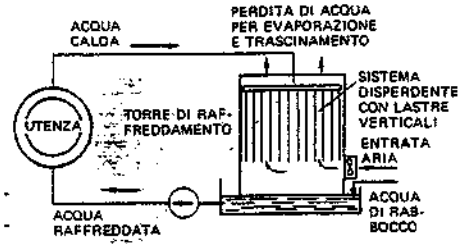


Fig. 48.37 – Torre evaporativa a tiraggio forzato.

I valori di x_u e x_e sono rilevabili sul diagramma di Mollier (fig. 33.24). La perdita d'acqua per evaporazione varia con le condizioni atmosferiche esterne: essa è meno importante in inverno che in estate, ed è (mediamente nell'anno) dell'ordine dell'1% della portata d'acqua in circolazione per una differenza di temperatura di 7°C tra l'acqua in entrata e l'acqua in uscita dalla torre.

La perdita di acqua dovuta a trascinamento da parte dell'aria è quasi nulla nelle torri a tiraggio naturale e abbastanza sensibile in quelle a tiraggio forzato (mediamente, 0,5% della portata d'acqua in circolazione).

Le suddette perdite vengono evidentemente integrate con nuova acqua. La determinazione della quantità di acqua di integrazione deve anche tenere conto dello spurgo necessario per mantenere la concentrazione dei sali nell'acqua al di sotto del valore limite ritenuto pericoloso per la formazione di incrostazioni e depositi: il valore di tale spurgo è dell'ordine di grandezza dell'1% della portata d'acqua in circolazione.

In base a quanto detto, la quantità di acqua di integrazione per una torre è (mediamente nell'anno) pari al 2,5% della portata d'acqua in circolazione.

I dati necessari per definire una torre devono essere determinati per le condizioni più sfavorevoli di funzionamento, vale a dire in estate, quando la temperatura del termometro a bulbo umido è più elevata.

Tali dati sono:
- P = portata d'acqua da raffreddare (m^3/h);
- c_p = capacità termica massica dell'acqua (J/kg·°C);
- ρ = massa volumica dell'acqua (kg/m^3);
- t_e = temperatura dell'acqua (calda) in entrata nella torre (15);
- t_u = temperatura dell'acqua in uscita dalla torre (acqua fredda);
- t_{bu} = temperatura del termometro a bulbo umido, detta anche temperatura al bulbo umido o bagnato (v. capitolo 33 § 6c), relativa alle condizioni atmosferiche estive della località interessata; detta temperatura al bulbo umido è pari alla media dei valori massimi registrati nella località durante un certo numero di anni.

Il prodotto $Q = c_p \rho P(t_e - t_u)$ fornisce la potenzialità termica della torre (J/h), vale a dire la quantità di calore che la torre sottrae all'acqua in un'ora.

Il motivo per cui interessa la temperatura al bulbo umido dell'aria atmosferica e non la temperatura al bulbo secco (quella che normalmente si misura) è dovuto al fatto che la temperatura al bulbo umido tiene conto sia della temperatura sia dell'umidità relativa dell'aria (16).

La fisica insegna che, in una torre, la temperatura al bulbo umido dell'aria entrante coincide con la temperatura minima di raffreddamento dell'acqua uscente (acqua fredda). Tale limite è raggiungibile solamente con una torre avente dispersioni nulle di calore con l'esterno e con una superficie infinita di scambio termico tra l'acqua e l'aria. In pratica, esso è irraggiungibile: la temperatura minima dell'acqua uscente dalla torre è superiore di 4÷6°C alla temperatura al bulbo umido dell'aria entrante (17).

Appositi diagrammi, come quello riportato in fig. 48.39, consentono di determinare la temperatura al bulbo umido corrispondente alla temperatura al bulbo secco ed al grado igrometrico (umidità relativa) di una certa aria atmosferica: si legge la temperatura del termometro secco sulle ascisse e si traccia la verticale fino ad incontrare la curva igrometrica corrispondente; da tale punto si traccia una linea orizzontale fino ad incontrare l'asse delle ordinate: l'ordinata corrispondente fornisce la temperatura del termometro bagnato. È facile rilevare che tutte le condizioni atmosferiche rappresentate da punti giacenti sulla stessa orizzontale hanno uguali temperature al "termometro bagnato".

Agli stessi risultati si perverrebbe utilizzando il già citato diagramma di Mollier dell'aria umida (fig. 33.24).

Al fine di evitare la fermata dell'impianto in caso di arresto del ventilatore, si prevedono sovente torri di raffreddamento dotate di due o più elettroventilatori, il che consente anche l'esclusione (ad esempio, nella stagione meno calda) di una parte dei ventilatori.

I sistemi di raffreddamento ad aria atmosferica sono caratterizzati, come già detto, da un'evaporazione di acqua (cui consegue un aumento della concentrazione di sali nell'acqua ed un abbassamento del tenore di CO_2 disciolta) e dall'esposizione

(15) Ovviamente, tale temperatura non può superare certi valori, compatibili con il materiale costituente le lastre di contatto (70°÷80°C).

(16) La temperatura al bulbo umido relativa ad una determinata aria ambiente corrisponde alla temperatura dell'aria satura avente il medesimo contenuto di calore totale (entalpia) dell'aria ambiente stessa. Naturalmente, tale temperatura raggiunge i valori massimi nel periodo estivo ed a questi ci si deve riferire. Peraltro, non è il caso di considerare le temperature massime della stagione estiva (che durano pochi giorni), bensì le temperature medie delle massime di parecchi anni. I diagrammi di fig. 48.38 riportano tali temperature medie del "termometro bagnato" in alcune località italiane.

(17) Ad esempio: ad uno stato medio estivo di 32°C e 50% di umidità relativa corrisponde una temperatura del termometro a bulbo umido di circa 23,5°C; in tali condizioni, il raffreddamento dell'acqua non potrà scendere sotto i 28°÷29°C.

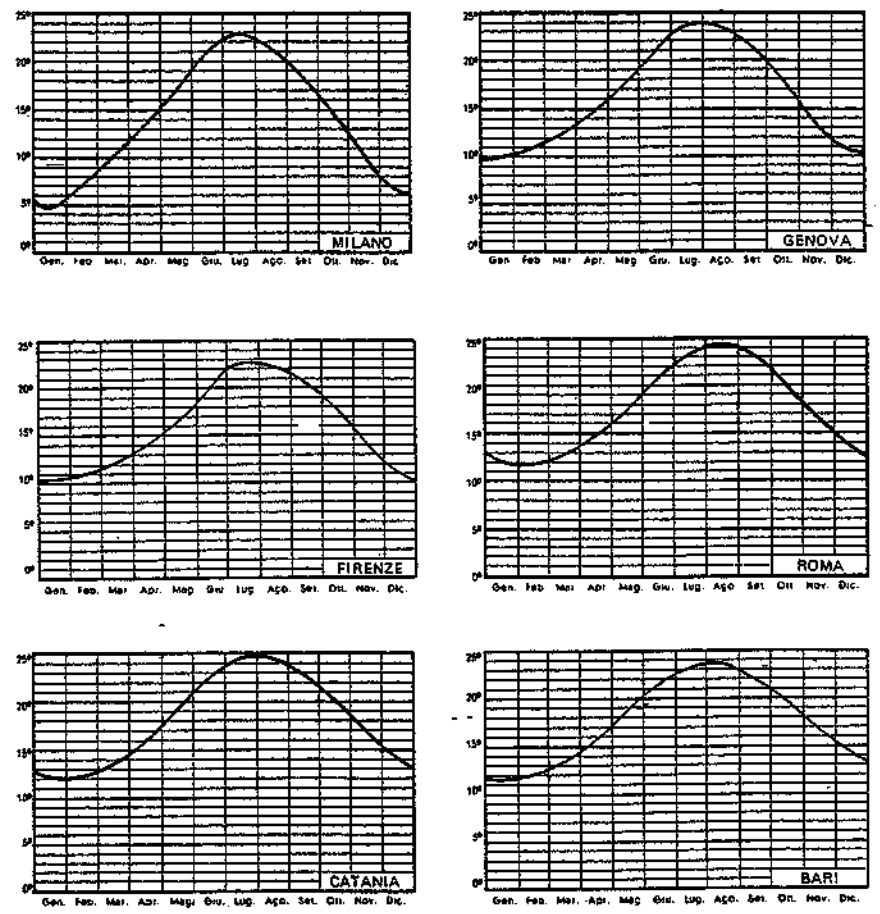


Fig. 48.38 – Temperature del termometro a bulbo umido di alcune città.

dell'acqua all'aria e alla luce; questi elementi favoriscono la formazione di incrostazioni, di corrosioni, di alghe e la sopravvivenza di batteri. Si rende pertanto necessario prevenire tali inconvenienti con interventi che dipendono dalla portata d'acqua in circolazione e dalle temperature in gioco.

I sistemi più adottati per stabilizzare l'acqua sono i seguenti:
- impiego di inibitori della corrosione (cui si è già fatto cenno nel capitolo 33);
- impiego di prodotti chimici atti a ritardare la precipitazione del carbonato di calcio e quindi la formazione di incrostazioni nei punti caldi del circuito (18).

(18) Si ricordi che le incrostazioni riducono la superficie di contatto fra metallo ed acqua e quindi il pericolo di corrosione; ragione per cui, intervenendo contro la formazione di incrostazioni, si favorisce sovente la corrosione.

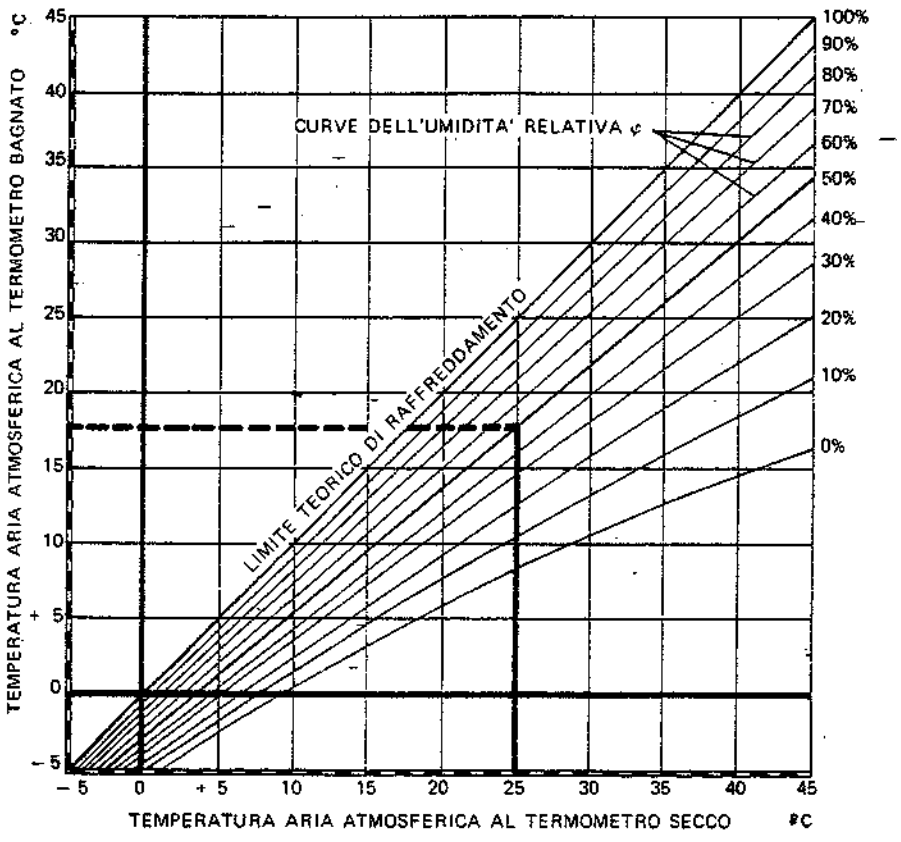


Fig. 48.39 – Diagramma per la determinazione della temperatura del termometro a bulbo umido.

I principali prodotti ritardanti sono i polifosfati ed i colloidi organici, che però presentano l'inconveniente di favorire lo sviluppo biologico di alghe e batteri (in quanto introducono nell'acqua elementi nutritivi, come i fosfati); a quest'ultimo inconveniente si può rimediare introducendo saltuariamente del cloro (sotto forma di gas o di ipoclorito) in dosi massicce ed effettuando sterilizzazioni periodiche (almeno una all'anno, specie in primavera).

2) Raffreddamento per mezzo di aria atmosferica con acqua in circuito chiuso

Quando il processo tecnologico esige che l'acqua da raffreddare non venga a contatto con l'aria atmosferica, non è più possibile adottare le torri evaporative descritte in precedenza, ma si ricorre a refrigeratori ad aria nei quali l'acqua circola

in un "serpentino" metallico, generalmente alettato, lambito esternamente dall'aria atmosferica (19).

Si può aumentare anche di 2÷3 volte l'efficienza di tali refrigeratori in circuito chiuso spruzzando con acqua (nella quantità di circa 1 kg ogni 2000 kJ da sottrarre) la superficie lato aria del serpentino (fig. 48.40): quando si attua tale soluzione, il refrigeratore è definito "bagnato" (per contrapposizione, il refrigeratore in circuito chiuso a sola aria atmosferica è detto "a secco").

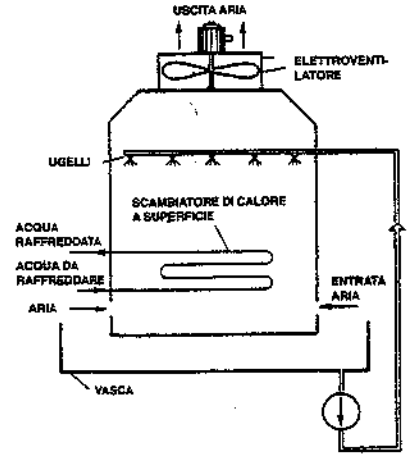


Fig. 48.40 – Refrigeratore "bagnato" ad aria.

Nel sistema di raffreddamento con refrigeratori bagnati sono pertanto individuabili due circuiti completamente indipendenti tra di loro: il circuito del fluido circolante nelle utenze (circuito secondario) ed il circuito dell'acqua evaporante (circuito primario); il primo circola fra le utenze ed il refrigeratore, mentre l'acqua evaporante ricircola nella torre.

Al fine di mettere a confronto il sistema di raffreddamento per mezzo di torri evaporative e quello in esame, facciamo un esempio pratico: il primo sistema consente di ottenere, con temperatura al bulbo umido di 24°C, acqua a 28°÷29°C; il sistema ad aria atmosferica con acqua in circuito chiuso non permette di ottenere acqua con temperatura minore di 35°C, causa la presenza di uno scambio termico in più (20).

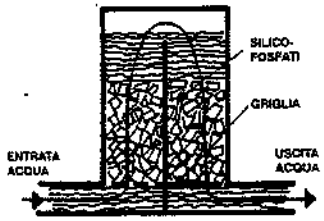


Fig. 48.41 – Schema di un impianto anti-incrostante a base di silico-fosfati.

Per contro, con il secondo sistema, grazie al fatto che lo stesso non provoca alcuna evaporazione del fluido secondario, la precipitazione dei sali e la formazione di ossidi di ferro (21) sono molto limitate: pertanto, il costo dei reagenti da aggiungere all'acqua risulta minore rispetto al caso del raffreddamento in circuito aperto (torri evaporative).

(19) L'adozione di refrigeratori ad aria a circuito chiuso è indispensabile quando il fluido da raffreddare è costituito da olio, fluidi frigorigeni o equivalenti.

(20) Il limite di 35°C è generalmente valido tanto se il refrigeratore ad aria con acqua in circuito chiuso è del tipo "a secco", quanto se è del tipo "bagnato": infatti, quest'ultima versione consente di ridurre le dimensioni del refrigeratore, ma non migliora le possibilità di raffreddamento consentite dall'impiego di aria atmosferica.

(21) Com'è noto, i sali sono responsabili delle incrostazioni. In pratica, la formazione di incrostazioni è limitata mediante l'impiego di polifosfati o di silico-fosfati (fig. 48.41), i quali danno luogo alla formazione di un velo protettivo sulle pareti delle tubazioni e limitano la formazione di depositi in forma cristallizzata. Per impedire la corrosione, con conseguente formazione di ossidi di ferro, si ricorre a sostanze inibitrici, da scegliere caso per caso.

3) Raffreddamento mediante gruppi frigorigeni

Come già detto, la temperatura di raffreddamento dell'acqua (t_{raf}), ottenibile – in estate – con i sistemi di raffreddamento dianzi indicati, è soprattutto funzione delle condizioni atmosferiche (temperatura dell'aria al bulbo secco e temperatura dell'aria al bulbo umido). Poiché tali condizioni atmosferiche variano continuamente durante l'anno, anche la t_{raf} varia, raggiungendo i valori minimi in inverno e quelli massimi in estate.

A Torino, per esempio, la t_{raf} può raggiungere il valore minimo di 3°÷5°C in inverno ed il valore massimo di 28°÷30°C, allorché la temperatura al bulbo umido è di circa 24°÷25°C (condizioni di afa).

Risulta evidente che, mentre la temperatura minima può essere eventualmente aumentata (miscelando l'acqua raffreddata con l'acqua calda di ritorno dagli impianti), la temperatura massima non può essere assolutamente diminuita.

Allorché necessita un raffreddamento più spinto, si rende pertanto indispensabile l'impiego di gruppi frigorigeni. Con tali gruppi è infatti possibile raffreddare l'acqua, anche in estate, fino a temperature prossime a 0°C (in pratica 4°÷6°C).

Richiamiamo alcune nozioni fondamentali sui gruppi frigorigeni.

La fig. 48.42 schematizza un gruppo frigorigeno.

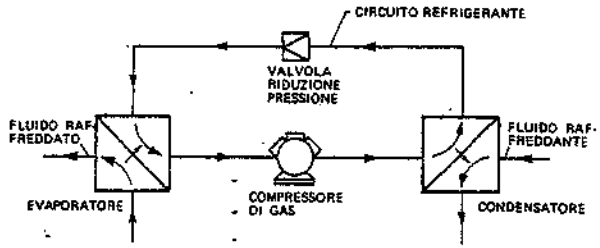


Fig. 48.42 – Gruppo frigorigeno.

Esso è essenzialmente costituito da:
- *compressore*, azionato di solito da motore elettrico, atto a comprimere il gas refrigerante (chiamato semplicemente refrigerante) dalla pressione esistente nell'evaporatore a quella del condensatore;
- *condensatore*, atto a condensare il refrigerante, cedendo il calore di condensazione ad un fluido (acqua o aria), il quale si riscalda;
- *evaporatore*, atto ad evaporare il refrigerante liquido, assorbendo il calore di evaporazione dall'acqua da raffreddare (la quale si raffredda);
- *valvola riduttrice di pressione* (o *valvola di espansione*), atta a ridurre la pressione del refrigerante dal valore esistente nel condensatore a quello nell'evaporatore.

Il condensatore può funzionare con acqua o con aria. Nel primo caso, esso ha la forma di uno scambiatore di calore a superficie, nel quale l'acqua percorre i tubi del fascio tubiero ed il refrigerante gassoso condensa all'esterno dei tubi.

Nel secondo caso, esso ha la forma di una batteria a tubi alettati, nella quale il refrigerante condensa all'interno dei tubi e l'aria lambisce l'esterno dei tubi stessi.

L'evaporatore ha la forma di uno scambiatore di calore a superficie, nel quale l'acqua percorre i tubi del fascio tubiero ed il refrigerante liquido evapora all'esterno dei tubi raffreddando l'acqua stessa.

Le trasformazioni che avvengono nel condensatore e nell'evaporatore di un gruppo frigorigeno riguardano i vapori saturi, per cui esse si svolgono a temperatura e pressione costanti: tali trasformazioni sono cioè isoterme ed isobare.

Il funzionamento di un gruppo frigorigeno è basato su un ciclo simile a quello di Carnot, percorso in senso inverso.

Il ciclo teorico di Carnot comprende le seguenti trasformazioni:
- compressione adiabatica;
- compressione isotermica;
- espansione adiabatica;
- espansione isotermica.

Il ciclo pratico, sfruttato nei gruppi frigorigeni, comprende invece le seguenti trasformazioni:
- compressione adiabatica (nel compressore);
- condensazione quasi totalmente isotermica-isobara (nel condensatore);
- espansione isoentalpica (nella valvola di espansione);
- evaporazione isotermica-isobara (nell'evaporatore).

In fig. 48.43 è riportato il diagramma di Mollier (in coordinate entalpie-pressioni) per il gas ammoniaca, sovente impiegato come refrigerante nei gruppi frigorigeni.

Su tale diagramma, il ciclo di Carnot è rappresentato dal poligono 1-2″-2′-3-4′-1:
- la linea 1-2″ rappresenta la compressione adiabatica;
- la linea 2″-2′-3 rappresenta la compressione isotermica;
- la linea 3-4′ rappresenta l'espansione adiabatica;
- la linea 4′-1 rappresenta l'espansione isotermica.

Il ciclo pratico è invece rappresentato dal poligono 1-2-2′-3-4-1:
- la linea 1-2 rappresenta la compressione adiabatica;
- la linea 2-2′-3 rappresenta la condensazione;
- la linea 3-4 rappresenta l'espansione isoentalpica;
- la linea 4-1 rappresenta l'evaporazione.

Vale a dire, la trasformazione 2-2′-3 sostituisce la 2″-2′-3 in quanto quest'ultima (essendo a pressione variabile) non potrebbe essere realizzata in un recipiente unico (condensatore) con una pressione interna uniforme.

La trasformazione 3-4 sostituisce la 3-4′ in quanto quest'ultima, per essere realizzata, richiederebbe una notevole complicazione costruttiva, cioè la presenza di un cilindro con stantuffo collegato al compressore.

Secondo la termodinamica, valgono le seguenti relazioni:
- *lungo la trasformazione 1-2* (nel compressore):

$$l = i_2 - i_1$$

- *lungo la trasformazione 2-2′-3* (nel condensatore):

$$q_{cond} = i_2 - i_3$$

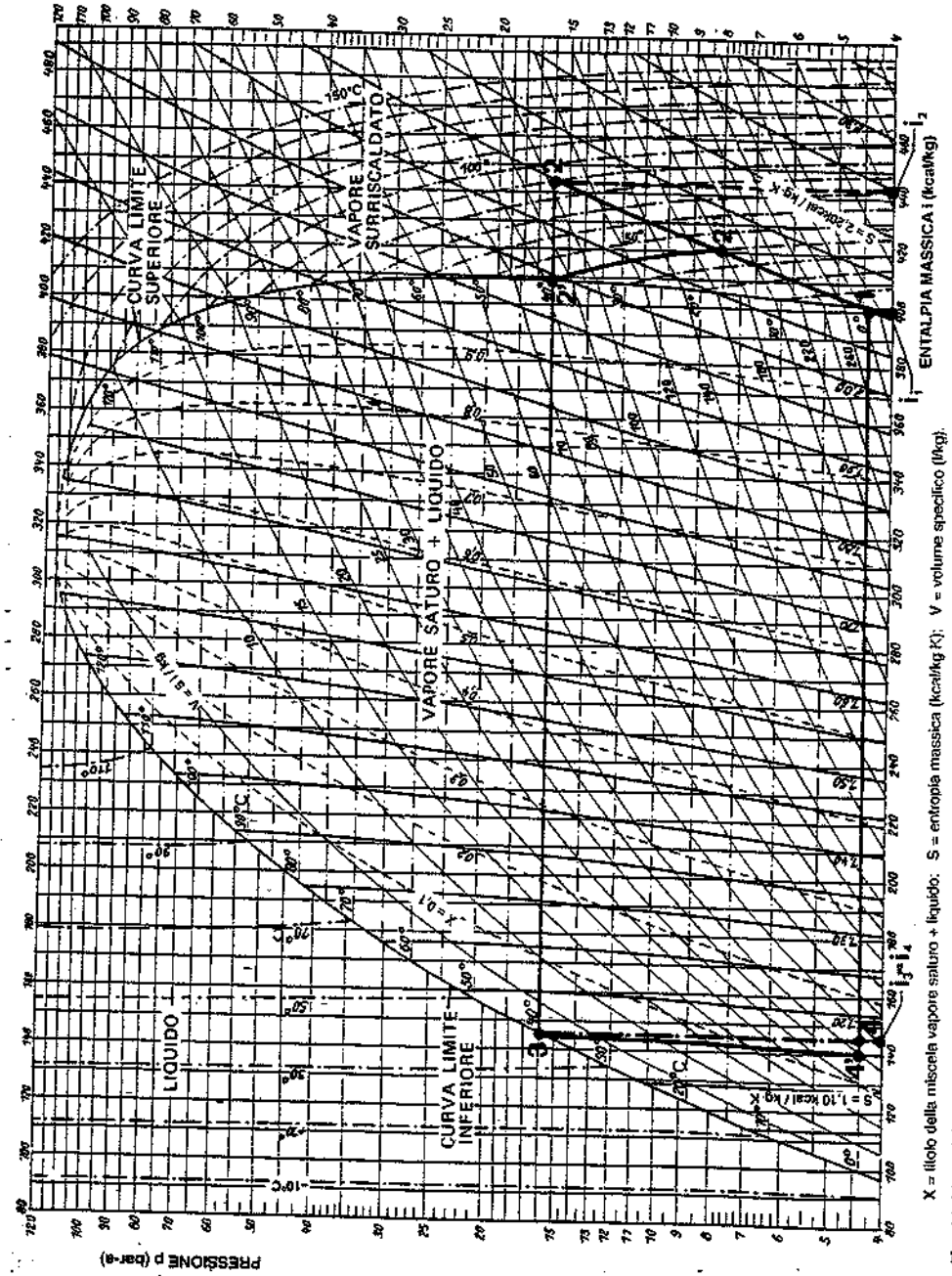
- *lungo la trasformazione 3-4* (nella valvola di espansione):

$$i_3 = i_4$$

- *lungo la trasformazione 4-1* (nell'evaporatore):

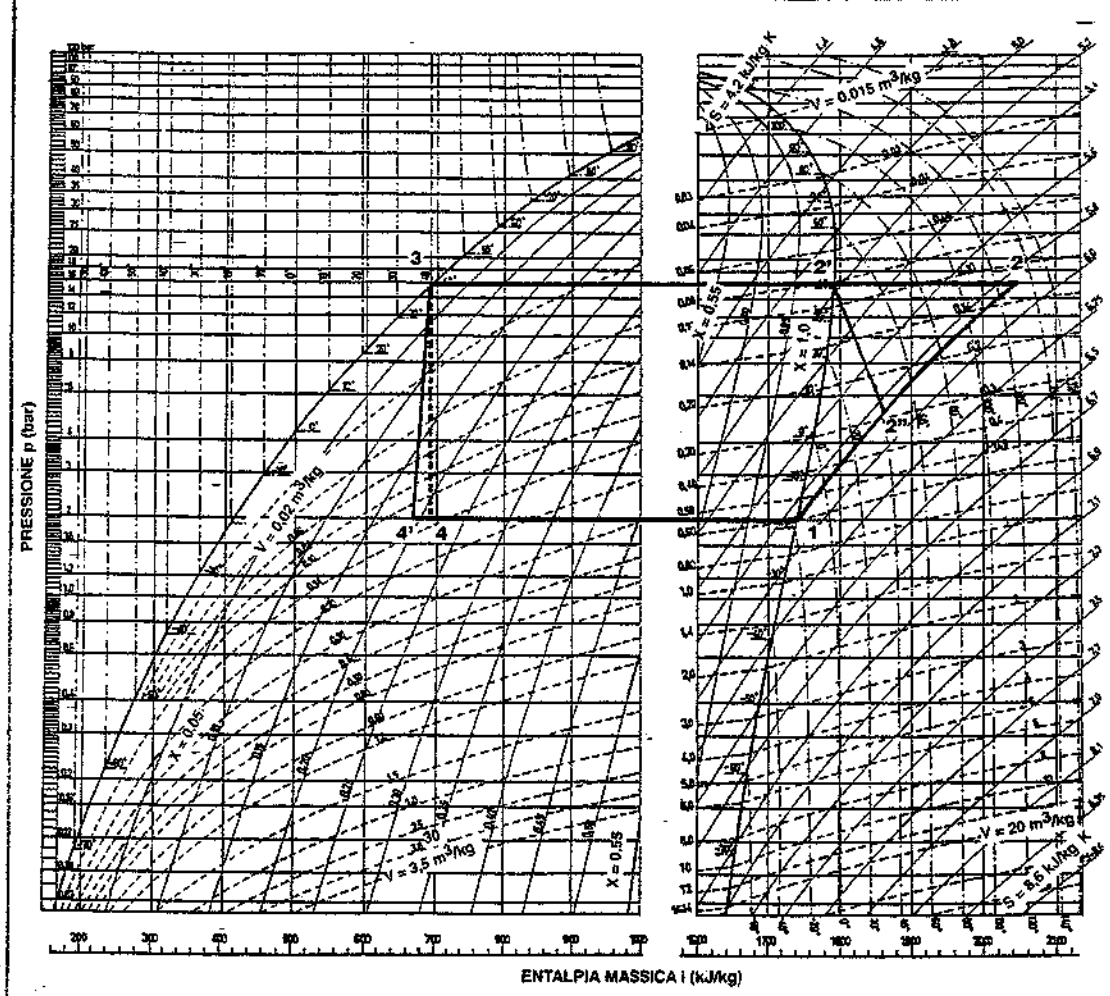
$$q_{evap} = i_1 - i_4$$

dove:
l = lavoro di compressione (kWh/kg oppure kJ/kg);
i = entalpia in corrispondenza dei vari punti del ciclo;



X = titolo della miscela vapore saturo + liquido; S = entropia massica (kcal/kg·K); V = volume specifico (l/kg).

Fig. 48.43.a – Diagramma di Mollier entalpico dell'ammoniaca (NH_3) nel Sistema Tecnico.



X = titolo della miscela vapore saturo + liquido; S = entropia massica (kJ/kg·K); V = volume specifico (m^3/kg).

Fig. 48.43.b – Diagramma entalpico dell'ammoniaca (NH_3) nel Sistema Internazionale. Alla temperatura di 0°C: p = 4,294 bar; i = 500 kJ/kg.

q_{cond} = calore ceduto al fluido raffreddante, esterno al gruppo frigorifero, durante la condensazione (kWh/kg oppure kJ/kg);

q_{evap} = calore assorbito dall'acqua da raffreddare, esterna al gruppo frigorifero, durante l'evaporazione (kWh/kg oppure kJ/kg).

La quantità di calore q_{cond} viene ceduta all'acqua o all'aria attraversante il condensatore, mentre la q_{evap} viene assorbita dall'acqua attraversante l'evaporatore.

L'acqua da raffreddare dell'impianto industriale deve quindi sempre percorrere l'evaporatore del gruppo frigorigeno.

Dal diagramma di Mollier già citato, risulta inoltre che:

$$i_2 - i_3 = (i_1 - i_4) + (i_2 - i_1) = i_1 - i_4 + l$$

$$q_{cond} = q_{evap} + l$$

Cioè, il calore ceduto nel condensatore è uguale al calore assorbito nell'evaporatore più l'equivalente termico del lavoro effettuato nel compressore.

Le espressioni di cui sopra sono riferite all'unità di massa: per avere le energie globalmente scambiate [kWh] occorre moltiplicare per la massa interessata allo scambio; per avere le potenze [kW] in gioco occorre invece moltiplicarle per la portata in massa (kg/h).

48.14. TRATTAMENTI SPECIFICI DELLE ACQUE REFLUE

1. Depurazione delle acque residue dell'industria meccanica

In genere, le acque residue dell'industria meccanica contengono sostanze inorganiche, le quali sono sovente tossiche o nocive.

D'altra parte, l'industria meccanica è caratterizzata da elevati fabbisogni di acqua per usi tecnologici e – in particolare – per il raffreddamento di impianti e macchinari: il recupero, il ricircolo e l'eventuale trattamento dell'acqua in vista di ulteriori reimpieghi nella stessa industria, rivestono pertanto un'importanza particolare; inoltre, lo scarico di tali acque può provocare fenomeni di inquinamento termico.

I metodi di trattamento delle acque residue dell'industria meccanica sono in genere di tipo chimico-fisico.

Ne ricorderemo sinteticamente alcuni, partendo da scarichi tipici del settore in esame.

Le varie fasi di trattamento sono previste in vasche costruite in cemento armato o in lamiera, le quali – all'occorrenza – sono rivestite internamente con materiale antiacido. Per favorire la miscelazione e le reazioni chimiche sono previsti appositi apparecchi agitatori.

A) *Scarichi acidi.* Devono essere sottoposti a neutralizzazione con reagenti alcalini (fig. 48.44), quali soda caustica o calce e (ove la destinazione finale sia un corpo idrico superficiale) a flocculazione-decantazione.

B) *Scarichi alcalini.* Anche per questo tipo di acque reflue, si rende necessaria una neutralizzazione (nel caso di scarico finale in fognature pubbliche) con reagenti acidi, seguita da flocculazione-decantazione (se lo scarico finale avviene in corpi d'acqua superficiali).

C) *Scarichi contenenti cianuri* (fig. 48.45). Se – come sovente si verifica – la soluzione è neutra, la si trasforma in alcalina (pH = 10÷11), così da favorire la successiva ossidazione del cianuro mediante ipoclorito di sodio (22), cloro od ozono ed evitare la formazione di acido cianidrico HCN; tale ossidazione provoca la trasformazione del cianuro in cianato (CNO^-), molto meno tossico, o addirittura la liberazione di azoto. Prima di scaricare le acque così trattate, occorre ovviamente far ritornare il pH verso la neutralità: tale neutralizzazione – con l'eventuale aggiunta di un polielettrolita – provoca la formazione di fiocchi di idrossidi metallici che sono separati per sedimentazione.

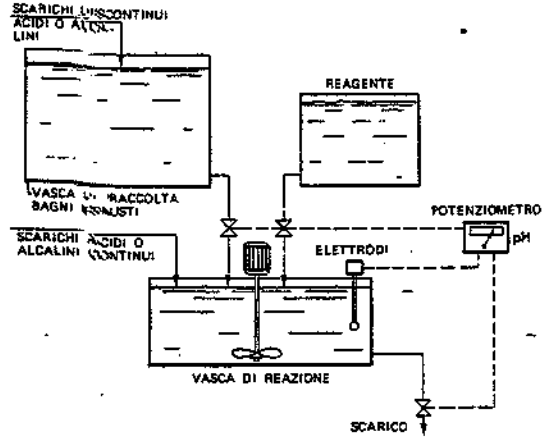


Fig. 48.44 – Neutralizzazione di uno scarico acido.

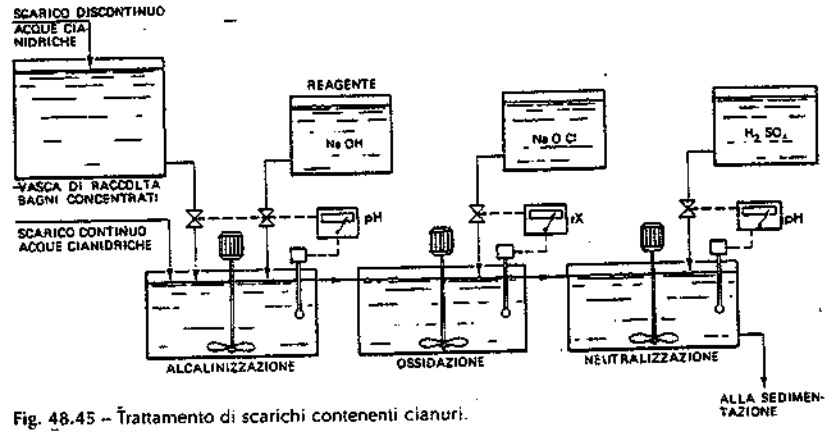


Fig. 48.45 – Trattamento di scarichi contenenti cianuri.

D) *Scarichi contenenti cromati* (fig. 48.46). Le acque cromiche sono sovente caratterizzate da un pH molto basso; se così non è, si deve acidificarle fino a pH 2÷3: in tali

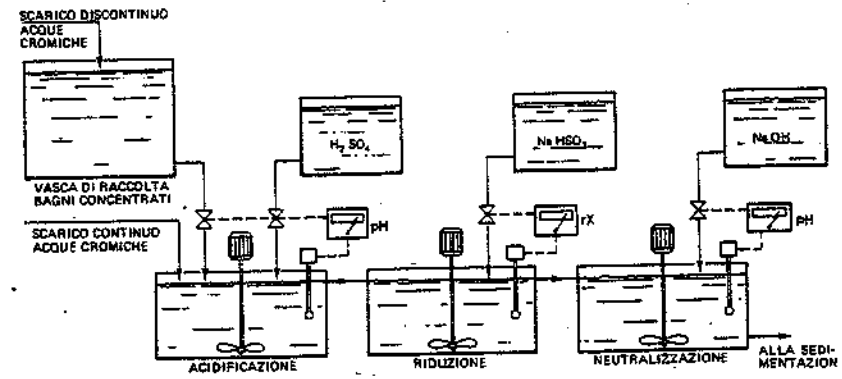


Fig. 48.46 – Trattamento di scarichi contenenti cromo esavalente: riduzione a cromo trivalente (insolubile) e successiva precipitazione.

(22) Le reazioni chimiche sono le seguenti:

$$NaCN + NaClO \rightarrow NaCNO + NaCl$$

$$2\,NaCN + 5\,NaClO + 2\,NaOH \rightarrow 2\,Na_2CO_3 + N_2 + 5\,NaCl + H_2O$$

condizioni, aggiungendo bisolfito di sodio o solfato ferroso, si ottiene la riduzione del cromo esavalente in cromo trivalente, meno nocivo del primo (23). Facendo ritornare il pH verso la neutralità (8÷8,5), si ottiene idrossido di cromo, insolubile, che sedimenta – con l'eventuale aggiunta di un polielettrolita – in apposita vasca.

E) *Scarichi contenenti metalli pesanti* (Cr, Ni, Cu, Ag, Cd, ecc.). Nell'industria meccanica, questi metalli sono in genere uniti ai cromati e/o ai cianuri. Precipitano pertanto nella fase finale di decantazione prevista per chiarificare le acque inquinate da cromo e da cianuro.

Vale la pena di sottolineare che:

a) quando un'industria produce acque residue cromiche e cianidriche, la neutralizzazione può essere ottenuta – almeno in parte – unendo i due scarichi (fig. 48.47); alla vasca di neutralizzazione conviene evidentemente far pervenire anche le altre acque acide ed alcaline dello stabilimento;

b) i fanghi prodotti in conseguenza dei trattamenti sopra indicati contengono ovviamente metalli pesanti sotto forma di idrati; risultano quindi pericolosi se scaricati su terreni permeabili, con falda idrica sottostante: di conseguenza devono trovare – eventualmente dopo disidratazione meccanica – una destinazione ecologicamente accettabile (v. capitolo 49);

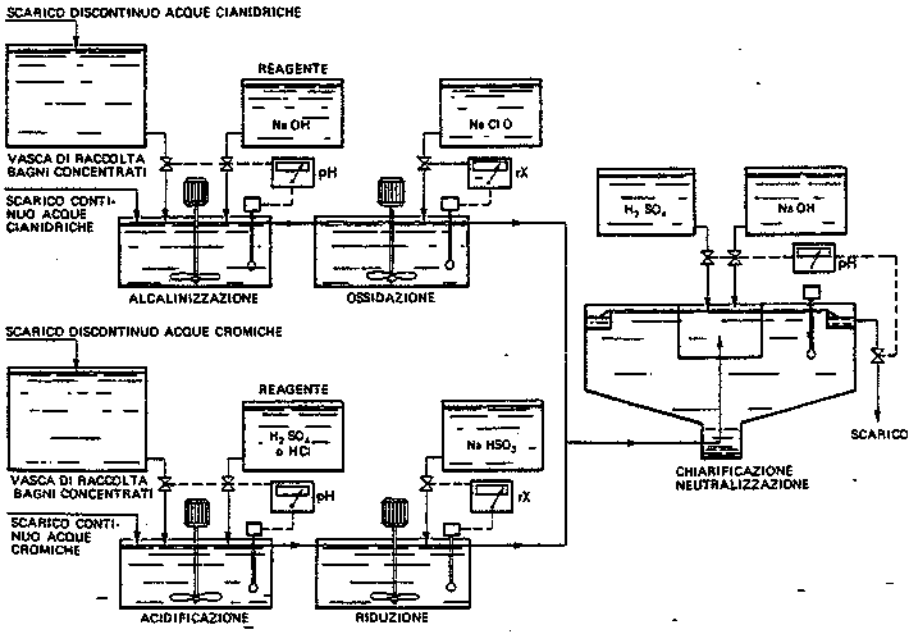


Fig. 48.47 – Trattamento di scarichi contenenti cianuri e cromati.

(23) La reazione chimica relativa è:

$$4\,H_2CrO_4 + 6\,NaHSO_3 + 3\,H_2SO_4 = 2\,Cr_2(SO_4)_3 + 3\,Na_2SO_4 + 10\,H_2O$$

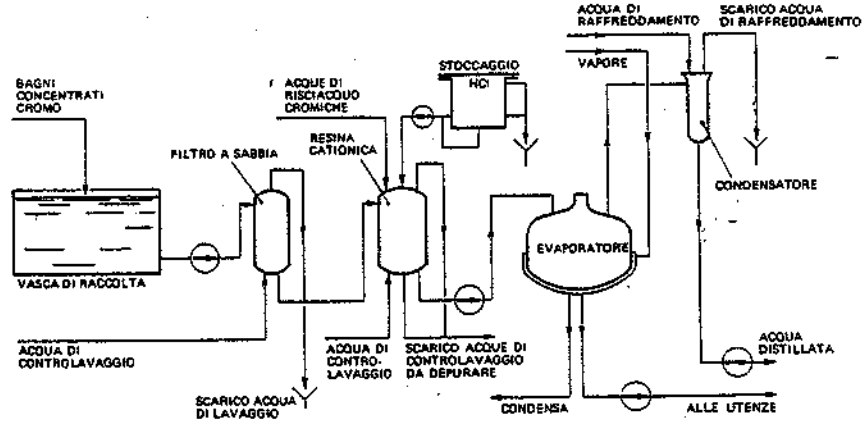


Fig. 48.48 – Schema di impianto per il recupero del cromo da scarichi idrici che ne contengono.

c) negli ultimi anni si sono realizzati impianti automatici per il recupero di metalli ed in particolare del cromo sotto forma di acido cromico. La fig. 48.48 riporta lo schema di uno di tali impianti. Le soluzioni cromiche esauste, eventualmente diluite, vengono fatte passare su filtri a sabbia e successivamente su colonne di resine cationiche. Il bagno cromico decationato passa poi in un evaporatore-condensatore nel quale si ottiene un bagno cromico concentrato che può essere riutilizzato nei bagni galvanici.

Con procedimenti del tipo suddetto, è pertanto possibile evitare inquinamenti, recuperare i metalli in gioco e risparmiare acqua primaria.

F) *Scarichi contenenti vernici*. Qualunque sia il corpo idrico ricevente, si ricorre – previa filtrazione – a una precipitazione per via chimica (fig. 48.49): questa si

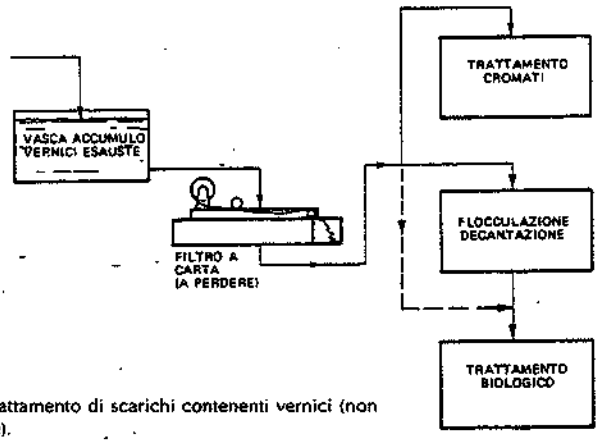


Fig. 48.49 – Trattamento di scarichi contenenti vernici (non elettroforetiche).

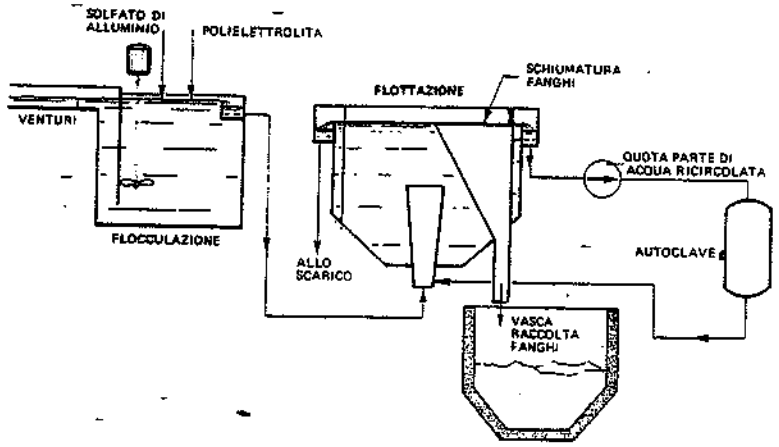


Fig. 48.50 – Trattamento di scarichi di elettroforesi.

identifica con il trattamento già indicato per le acque contenenti cromati se le vernici sono al cromo, mentre se le vernici sono prive di cromo si ricorre a una coagulazione-decantazione seguita da un trattamento biologico (24), eventualmente insieme alle acque nere.

Nel caso di scarichi contenenti vernici elettroforetiche, si adotta il procedimento della flottazione, previa aggiunta di solfato di alluminio e di polielettrolita (fig. 48.50). Più recentemente, si è ricorso anche alla ultrafiltrazione e all'osmosi inversa.

G) *Scarichi contenenti fenoli, solventi, detersivi biodegradabili.* Il trattamento consigliato è quello biologico, eventualmente accomunando questi scarichi con le acque nere.

H) *Scarichi contenenti detersivi non biodegradabili.* È necessario ricorrere a una filtrazione su carbone attivo.

I) *Scarichi contenenti fosfati.* Tali acque contengono acido fosforico e fosfati di zinco e quindi sono generalmente acide. Aggiungendovi latte di calce (con procedimenti continui o discontinui), il pH sale intorno a 7,5÷8 ed i fosfati precipitano sotto forma di $Ca_3(PO_4)_2$, mentre lo zinco precipita sotto forma di $Zn(OH)_2$.

L) *Scarichi contenenti oli.* Se si tratta di oli non emulsionati, una decantazione seguita da coagulazione-decantazione o da coagulazione-flottazione (25) è sufficiente a separare l'olio dall'acqua. Se invece si ha a che fare con un'emulsione, una possibile soluzione (fig. 48.51) è quella di acidificare (a pH ≈2) e riscaldare (a 85÷90°C) in modo da rompere l'emulsione; quindi si fanno decantare e si neutralizzano le acque prima dello scarico. Se questo ha luogo in acque superficiali, è opportuno prevedere ancora una fase di coagulazione (con latte di calce e poliettrolita) e sedimentazione.

(24) Si ricorda che le acque inquinate con vernici (escluse quelle di elettroforesi) sono caratterizzate da valori elevati di COD e BOD.

(25) In entrambi i casi, la coagulazione è ottenuta con un flocculante e un polielettrolita.

Senza soffermarci su altri trattamenti chimici, citiamo la tecnica che più si è affermata in campo industriale: l'ultrafiltrazione, basata sulle caratteristiche di semipermeabilità di certe membrane sintetiche. Alimentando l'emulsione oleosa su tali membrane, l'acqua e le sostanze disciolte a basso peso molecolare la attraversano, mentre l'olio e le sostanze disciolte ad alto peso molecolare sono trattenuti; questo concentrato oleoso può essere ulteriormente trattato per recuperare l'olio.

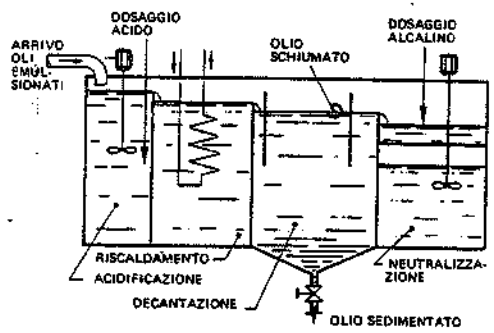


Fig. 48.51 – Trattamento di acque contenenti oli emulsionati.

L'ultrafiltrazione è anche impiegata per la separazione di precipitati, sostanze in sospensione, resine sintetiche e composti organici.

Le membrane usate sono molto resistenti ed hanno una superficie filtrante notevole con ingombro limitato; sono in grado di trattenere particelle aventi dimensioni variabili da 0,015 a 0,0015μm e peso molecolare da 1000 a 100.000. Rispetto all'osmosi inversa, basata su pori di dimensioni più piccole (e dunque atti a filtrare particelle di dimensioni inferiori a 0,001μm), l'ultrafiltrazione richiede pressioni minori di esercizio; di conseguenza la durata delle membrane è maggiore. Entrambi i metodi di filtrazione presentano problemi di durata e di intasamento delle membrane (motivo per cui richiedono una pulizia accurata e metodica).

II. Trattamento delle acque residue urbane

L'inquinamento di un'acqua di scarico domestica è funzione essenzialmente di tre parametri:

- portata;
- concentrazione delle sostanze in sospensione;
- BOD.

La portata media da trattare per ogni abitante è funzione di diversi fattori, fra i quali la disponibilità di acqua, il livello economico-sociale raggiunto dalla popolazione e così via. In Italia, in linea generale, si possono assumere i seguenti *volumi giornalieri per abitante*:

- per meno di 10.000 persone: 200 l;
- da 10.000 a 50.000 persone: 250 l;
- più di 50.000 persone ≥ 300 l.

La portata in tempo di pioggia, nel caso che un'unica fognatura raccolga sia le acque nere sia le acque meteoriche, si considera da 3 a 5 volte la portata media relativa al giorno di massima portata di acque nere.

I valori unitari normalmente considerati in Italia per il BOD_5 e per la quantità di sostanze solide e disciolte contenute nelle acque nere (dopo grigliatura e dissabbiatura) sono quelli riportati nella tab. 46.VIII.

La presenza di acque di scarico industriali in una fognatura nera è rivelata da uno o più dei seguenti elementi:
- aumento del rapporto COD/BOD_5;
- tasso di azoto ammoniacale elevato (nelle acque civili è pari a circa 20÷30 mg/l);
- pH diverso da 7÷7,5 (quale si registra normalmente nelle acque nere);
- presenza, sia pure in piccole quantità (0,1 mg/l), di metalli pesanti;
- presenza di solfuri, cianuri, cromati, ecc.;
- variazioni di temperatura.

Le fasi del procedimento normalmente adottato per depurare le acque di scarico urbane sono:
- pretrattamento (grigliatura, dissabbiatura e disoleazione);
- sedimentazione primaria (trattamento meccanico primario) per l'eliminazione delle sostanze in sospensione decantabili;
- depurazione biologica per l'eliminazione spinta dell'inquinamento organico mediante l'azione batterica;
- sedimentazione finale (trattamento meccanico secondario) per la decantazione del fango in sospensione;
- eventuale sterilizzazione finale delle acque depurate;
- trattamento dei fanghi sedimentati nelle precedenti fasi del procedimento.

La tab. 48.II fornisce valori indicativi dell'efficienza di alcun sistemi di trattamento degli scarichi di origine domestica.

Il trattamento dei fanghi può prevedere tutte o parte delle seguenti fasi (v. capitolo 49):
- digestione anaerobica con produzione di gas (essenzialmente costituito da metano e anidride carbonica) che può essere utilizzato nella stessa fase di digestione (la quale comporta un riscaldamento dei fanghi a circa 35°C) e per coprire – almeno in parte – le esigenze energetiche dell'impianto di depurazione;
- essiccamento su letti drenanti oppure disidratazione mediante sistemi di tipo meccanico (filtri-pressa, filtri centrifughi e filtri rotativi sotto vuoto);
- trasformazione in *compost*;
- incenerimento.

Se si vuole raggiungere un grado di depurazione molto elevato (ad esempio, per riutilizzare le acque depurate) oppure se si impone l'eliminazione delle sostanze residue non biodegradabili, si deve prevedere un ulteriore trattamento terziario, volto in genere all'ottenimento dei seguenti risultati:

Tabella 48.II – Efficienza di depurazione di alcuni processi di trattamento delle acque nere.

Tipo di processo	Riduzione % (sul liquame greggio)		
	BOD_5	Sostanze in sospensione	Batteri
Sedimentazione	30 - 40	40 - 70	25 - 75
Flocculazione	40 - 50	50 - 70	25 - 75
Fosse settiche	25 - 65	40 - 75	40 - 75
Precipitazione chimica	60 - 80	70 - 90	40 - 80
Sedimentazione + filtri percolatori	80 - 90	80 - 90	90 - 95
Sedimentazione + fanghi attivi	85 - 95	85 - 95	90 - 98
Clorazione	15 - 30	5 - 20	90 - 95
Clorazione + trattamento biologico	90 - 95	85 - 95	98 - 99

- ulteriore riduzione del BOD e delle sostanze solide in sospensione;
- defosfatazione;
- denitrificazione;
- eliminazione dei prodotti tensioattivi;
- sterilizzazione (per esempio, clorazione).

Talvolta, si richiede un grado di depurazione intermedio fra quello ottenibile con un semplice trattamento primario e quello proprio di un trattamento biologico: in tali casi, si ricorre a un trattamento fisico-chimico delle acque, per flocculazione (con impiego di coagulante e/o polielettrolita) e decantazione.

Sovente, nelle acque di scarico urbane vengono anche immesse acque residue industriali. Se queste non sono velenose o tossiche, possono essere direttamente scaricate con le prime: si può allora esprimere l'inquinamento apportato dalle acque industriali mediante il cosiddetto "coefficiente di equivalenza al numero di abitanti" o, più brevemente, "equivalente di abitanti" o "abitanti-equivalenti". Tale indice misura il numero di abitanti le cui acque di scarico giornaliere assorbono una quantità di ossigeno uguale a quella assorbita dall'effluente scaricato in un giorno dall'industria.

In altre parole, si tiene conto del potere inquinante degli scarichi industriali (non tossici) considerando un ideale effluente di fognatura domestica che presenti lo stesso carico inquinante.

Facendo riferimento ad un consumo medio di ossigeno dei liquami domestici di 54 grammi pro-capite e pro-die, si possono prendere in considerazione i coefficienti di equivalenza, relativi ad alcune industrie, riportati nella tab. 48.III. Se invece le acque di origine industriale sono velenose o tossiche (per la presenza, ad esempio, di cianuri, cromati, metalli pesanti) oppure contengono sostanze inibitrici (quali solfuri o antibiotici) occorre prevedere un loro trattamento prima dello scarico in fogna.

Tabella 48.III – Coefficienti per la determinazione degli abitanti equivalenti, riferiti al numero di addetti, per settore di attività industriale (*abitanti equivalenti/addetto*).

Industrie	ab. eq./addetto
Meccaniche	1,3
Metallurgiche	2,4
Costruzione mezzi di trasporto e lavorazioni affini	1,7
Chimiche e derivati del petrolio	68
Gomma	37
Produzione cellulosa e fibre chimiche	40
Materie plastiche	1
Cartarie	197
Poligrafiche	1
Foto-fono-cinematografiche	10
Molitoria e della pastificazione	1,5
Dolciaria	65
Conserviera	83
Casearia	57
Bevande alcooliche	781
Bevande analcoliche	21
Tabacco	7,5
Tessili	22
Abbigliamento e calzature	0,6
Pelli e cuoio	65
Legno	2

III. Trattamento delle acque di condensa delle centrali termiche

Il vapore utilizzato negli stabilimenti industriali è generalmente recuperato sotto forma di condensa. Questa, prima di essere nuovamente alimentata alle caldaie, deve subire un trattamento, scelto alla luce di fattori quali:
- il tipo e le condizioni di esercizio del generatore di vapore;
- i materiali utilizzati nel ciclo acqua-vapore.

Per generatori con pressione di

esercizio superiore a 25 bar è richiesta un'acqua di alimentazione molto pura; pertanto, è normalmente necessario un trattamento di:
– filtrazione e demineralizzazione per l'acqua di alimentazione;
– degasazione termofisica per l'acqua di condensa.

La prima si effettua su filtri a quarzo o a carbone attivo con letti di alcune decine di centimetri di spessore; la seconda si esegue facendo passare l'acqua (ad una velocità di 1,3÷2 m/min) attraverso un letto misto di anioni-cationi. Sovente, si ricorre a un solo apparecchio che associa la filtrazione e la demineralizzazione.

Nel degasatore termofisico si ottiene la degasazione dell'acqua sfruttando il fatto che la solubilità dei vari gas diventa praticamente nulla a temperature prossime a quella di ebollizione e si abbassa ulteriormente se l'acqua è finemente suddivisa e fortemente agitata. Pertanto, per separare i gas, l'acqua viene finemente spruzzata oppure fatta cadere da piatti forellati sovrapposti o ancora si fa gorgogliare nella stessa un flusso di vapore. Dalla sommità del degasatore escono i gas "incondensabili" accompagnati da una modesta quantità di vapore: il tutto è espulso nell'atmosfera.

Per i generatori operanti sotto 25 bar, le condizioni di esercizio sono meno gravose, per cui risulta generalmente sufficiente il seguente schema di trattamento:
– filtrazione su sabbia;
– degasazione termofisica;
– correzione del pH.

In genere, le caratteristiche medie dell'acqua di condensa alimentata ai generatori di vapore devono essere contenute entro i limiti riportati nella tab. 48.IV.

IV. Trattamento delle acque di piscina

Le acque delle piscine sono di solito rigenerate in circuito chiuso, vale a dire riutilizzate dopo un adeguato trattamento. Tale rigenerazione è in effetti meno costosa di un rinnovo continuo dell'acqua. È ovvio che un'aliquota di acqua deve essere in ogni caso rinnovata al fine di compensare le perdite e ridurre la concentrazione di composti organici ed ammoniacali apportati dai bagnanti.

Il trattamento dell'acqua di piscina prevede di solito le seguenti fasi (fig. 48.52):
– pre-filtrazione;

Tabella 48.IV – Limiti di accettabilità in caldaia per acque di alimentazione, in funzione della pressione di esercizio del generatore.

Inquinante	Pressione di esercizio (bar)				
	≤ 15	15÷25	25÷60	60÷100	> 100
Sostanze sospese (ppm)	0	0	0	0	0
Sostanze organiche (ppm)	100	25	10	5	5
Sostanze oleose (ppm)	3	3	1	1	1
Durezza totale (°fr)	1	0,5	0,2	0,05	0,02
Sali totali (ppm)	–	–	10	3	1
CO_2 libera (ppm)	–	10	5	1	0,5
Ossigeno (ppm)	–	0,2	0,05	0,02	0,01
Silice (ppm)	10	5	1	0,2	0,1
pH	–	–	> 8	> 8	< 8

– additivazione chimica;
– filtrazione;
– eventuale riscaldamento;
– sterilizzazione.

La pre-filtrazione ha lo scopo di proteggere le pompe da sostanze fibrose eventualmente presenti nell'acqua: è effettuata mediante filtri a cestello, facilmente ispezionabili e ripulibili.

La filtrazione è sovente affidata a filtri a sabbia in pressione con l'aggiunta di solfato di alluminio per coagulare le sostanze in sospensione e ottenere acqua perfettamente chiara.

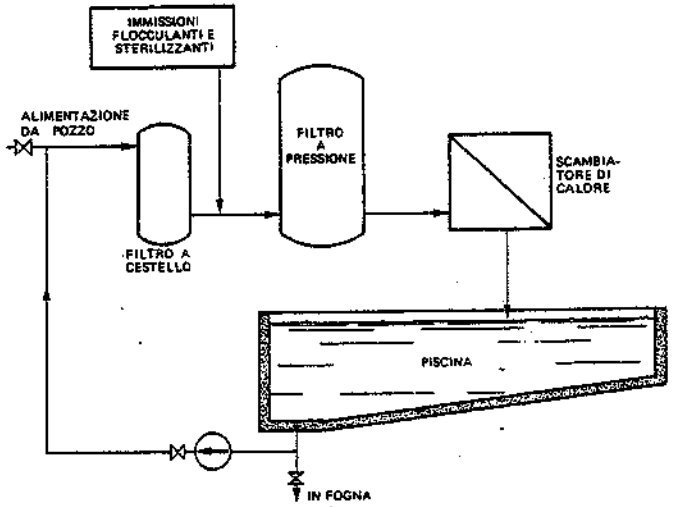


Fig. 48.52 – Trattamento di acque per piscine.

La sterilizzazione è ottenuta mediante una delle seguenti sostanze: cloro, bromo, ozono, argento, sali di rame.

48.15. DESCRIZIONE DI ALCUNI IMPIANTI DI DEPURAZIONE DI ACQUE REFLUE

Riteniamo interessante illustrare, sia pure a grandi linee, alcuni impianti realizzati per la depurazione di acque di scarico.

Come si rileverà, i diversi impianti sono stati progettati adottando i trattamenti illustrati nelle pagine precedenti.

1) Stabilimento di lavorazioni meccaniche

L'impianto di depurazione schematizzato in fig. 48.53 consente di trattare fino a 3000 m^3/h di acque tecnologiche scaricate da uno stabilimento di meccanica. Esse

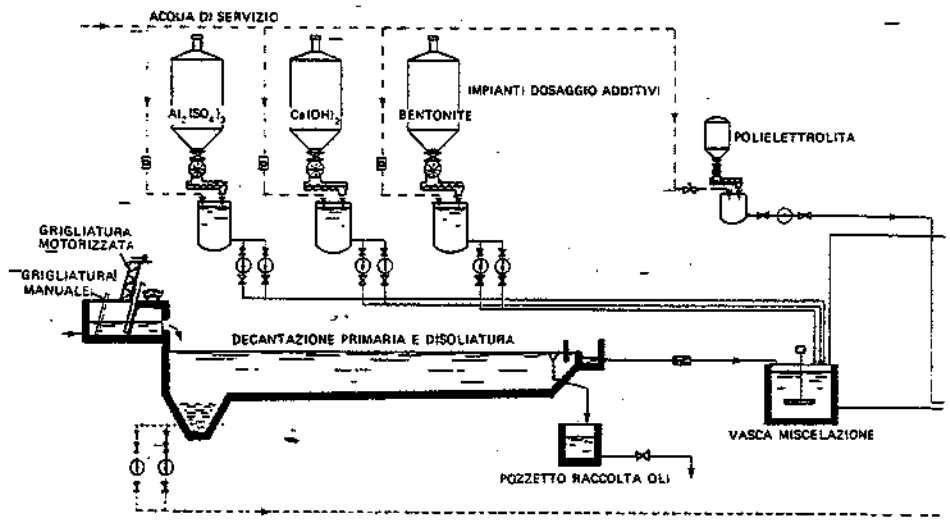


Fig. 48.53 – Impianto di depurazione finale dell'acqua tecnologica scaricata da uno stabilimento di meccanica, con ricircolo dell'acqua depurata.

contengono emulsioni oleose esauste, sostanze in sospensione e reflui di lavatrici.

Essenzialmente, l'impianto comprende:

I) uno stadio di grigliatura grossolana e fine con pulizia automatica;
II) una fase di decantazione in vasche rettangolari tipo A.P.I.;
III) il deposito ed il dosaggio dei reattivi (solfato di alluminio, idrossido di calcio, bentonite e polielettrolita);
IV) la coagulazione e decantazione secondaria;
V) la filtrazione, su filtri rapidi a sabbia del tipo a gravità;
VI) il ricircolo alle utenze di stabilimento delle acque depurate, previa clorazione controllata automaticamente.

L'impianto è completo di ispessitore dei fanghi e di filtro-pressa da 200 m^2 e 15 bar ed è comandato e controllato da un quadro elettrico centralizzato.

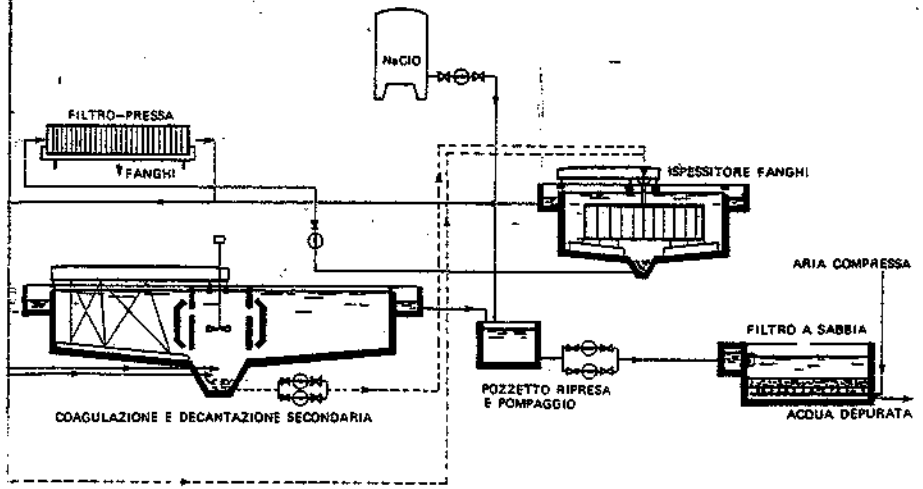
Le acque scaricate dopo il trattamento soddisfano i limiti prescritti dalla legge 10 maggio 1976, n. 319 per lo scarico in fiume.

2) Stabilimento per la produzione di componenti meccanici

Le lavorazioni effettuate nello stabilimento in esame comprendono prevalentemente lavaggi, fosfatazioni, passivazioni e asportazioni di truciolo.

Gli scarichi provenienti da tali lavorazioni sono inquinati da cromati, fosfati, oli interi ed emulsionati.

Essi sono separati fin dall'origine e convogliati, con reti fognarie distinte, a quattro impianti di depurazione (fig. 48.54), ubicati in un'unica area ai fini di centralizzare la conduzione e facilitare lo scarico delle acque trattate negli stessi ad un unico decantatore finale.



In tale area trova pure posto un impianto di disidratazione dei fanghi provenienti dalle varie sezioni degli impianti di trattamento suddetti.

Inoltre, un apposito impianto provvede alla depurazione delle acque di scarico dei servizi igienico-sanitari dello stabilimento.

Riportiamo i dati più salienti degli impianti suddetti:

a) *Trattamento cromati*

Le acque provenienti dalle linee di passivazione dello stabilimento sono inquinate da cromati, fosfati e sostanze in sospensione.

La portata da trattare è di tipo discontinuo, con un valore medio pari a 15 m^3 al giorno.

Il trattamento consiste in un dosaggio automatico di acido solforico, solfito acido di sodio, soda caustica, seguito da una sedimentazione finale.

Con tale trattamento e successiva decantazione si ottengono acque depurate contenenti meno di 0,05 ppm di cromo esavalente.

b) *Trattamento esausti*

Gli effluenti saltuari della fosfatazione, contenenti prodotti sgrassanti a base di soda caustica, prodotti fosfatanti a base di ferro e manganese e prodotti passivanti a base di acido fosforico, pervengono ad un apposito impianto di trattamento.

Anche queste acque sono scaricate in modo discontinuo e la portata media è di circa 440 m^3 al mese.

Il trattamento consiste in un dosaggio automatico di idrossido di calcio ed acido solforico con sedimentazione finale.

Le acque scaricate contengono – a valle del decantatore finale – meno di 10 ppm di fosfati.

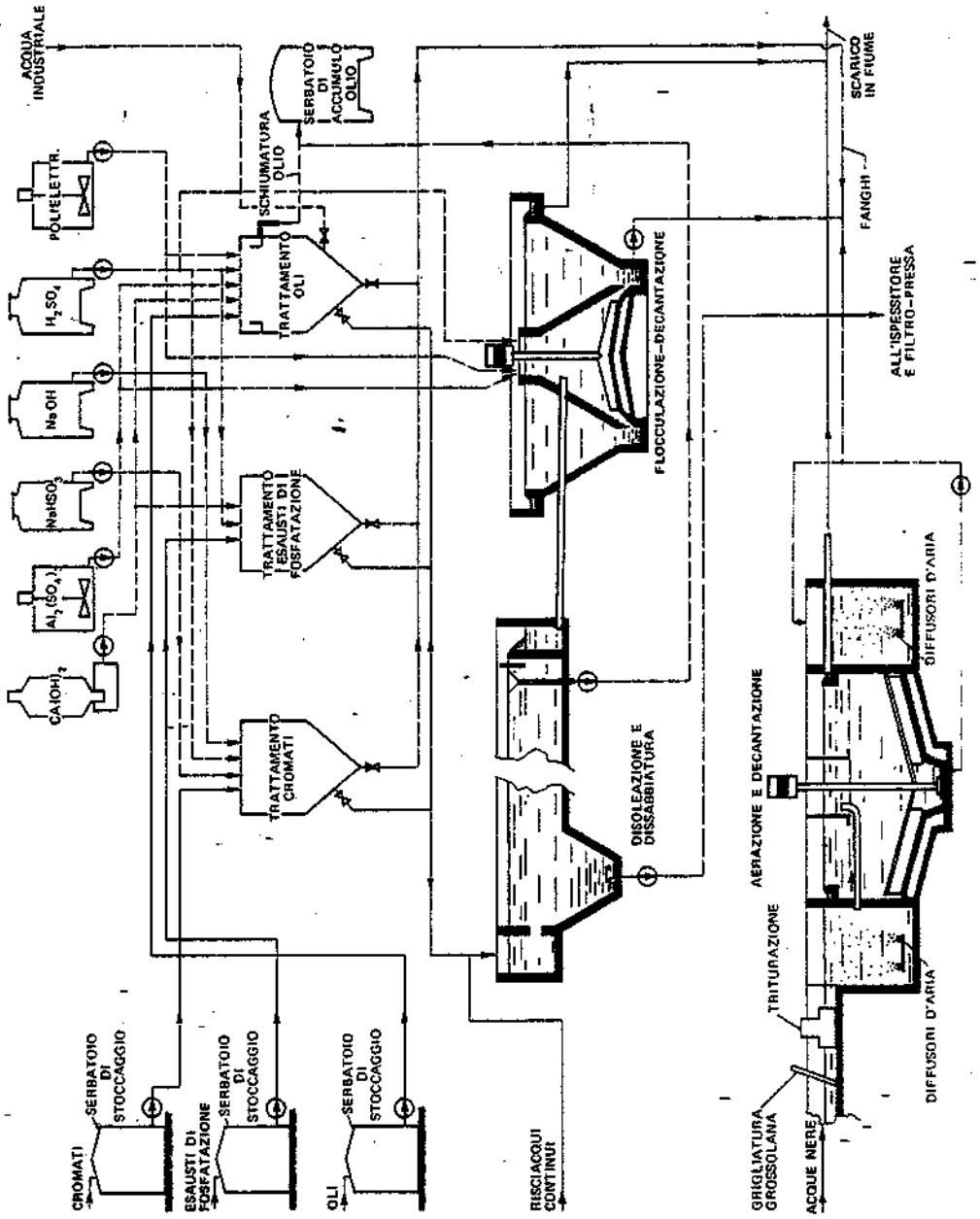


Fig. 48.54 – Impianti di depurazione delle acque scaricate da uno stabilimento per la produzione di componenti meccanici.

c) *Trattamento oli*

Il terzo impianto riceve gli effluenti saltuari della meccanica, costituiti da oli emulsionati esausti e oli interi.

La portata media è di circa 150 m^3 alla settimana.

Il trattamento comprende le seguenti fasi: riempimento di apposita vasca per la separazione degli oli interi, sfioramento di questi ultimi, dosaggio automatico di acido solforico, solfato di alluminio, idrossido di calcio e polielettrolita, con sedimentazione finale.

L'olio totale residuo dopo il trattamento e la successiva decantazione non supera 5 mg/l.

d) *Trattamento risciacqui continui*

L'impianto raccoglie tutte le acque tecnologiche scaricate con flusso continuo e costituite in gran parte dagli effluenti provenienti da lavaggio dopo sgrassaggi e fosfatazioni, con una portata media di circa 50 m^3/h.

Il trattamento consiste in: disoleazione a mezzo di apposita vasca tipo A.P.I.; eventuale acidificazione per rompere le emulsioni oleose presenti, dosaggio di solfato di alluminio e di polielettrolita, flocculazione e decantazione.

Le acque depurate contengono meno di 10 mg/l di fosfati ed hanno una torbidità irrilevante.

e) *Trattamento fanghi*

I fanghi ottenuti nei quattro impianti precedentemente descritti vengono trattati in un apposito impianto consistente in una vasca di ispessimento dalla quale, mediante pompe, sono inviati ad un filtro-pressa di 40 m^2 di superficie filtrante e 15 bar di pressione, ottenendo per ogni ciclo circa 260 kg di fango al 62% di umidità. Il fango è poi scaricato in una tramoggia e raccolto in grandi contenitori.

f) *Trattamento acque nere*

Quest'ultimo impianto di trattamento riceve gli effluenti dei servizi igienico-sanitari e della mensa aziendale: la portata media totale è pari a circa 40 m^3/h.

Il trattamento comprende: la grigliatura grossolana e fine con triturazione meccanica, l'ossidazione delle acque con il sistema a fanghi attivi, la decantazione.

Allo scarico, le acque presentano le seguenti caratteristiche:
- BOD_5: max 20 ppm;
- sostanze in sospensione: max 30 ppm.

3) Fonderia di ghisa

Le acque tecnologiche di scarico di una fonderia di ghisa sono prevalentemente inquinate da oli e sabbia. Inoltre, nel caso in esame, la fonderia è dotata di filtri a umido per la depurazione dell'aria aspirata dall'interno dello stabilimento: al fine di ridurre i fabbisogni di acqua primaria si è provveduto a depurare l'acqua di lavaggio fuoriuscente da tali idrofiltri ad un livello tale che risulti possibile riutilizzarla negli stessi. Infine, un impianto provvede a trattare le acque nere dello stabilimento.

La fig. 48.55 illustra schematicamente le fasi di trattamento previste nei tre impianti:

a) *Impianto di trattamento delle acque tecnologiche*
- stazione di sollevamento e grigliatura grossolana;
- grigliatura fine a pulizia motorizzata;

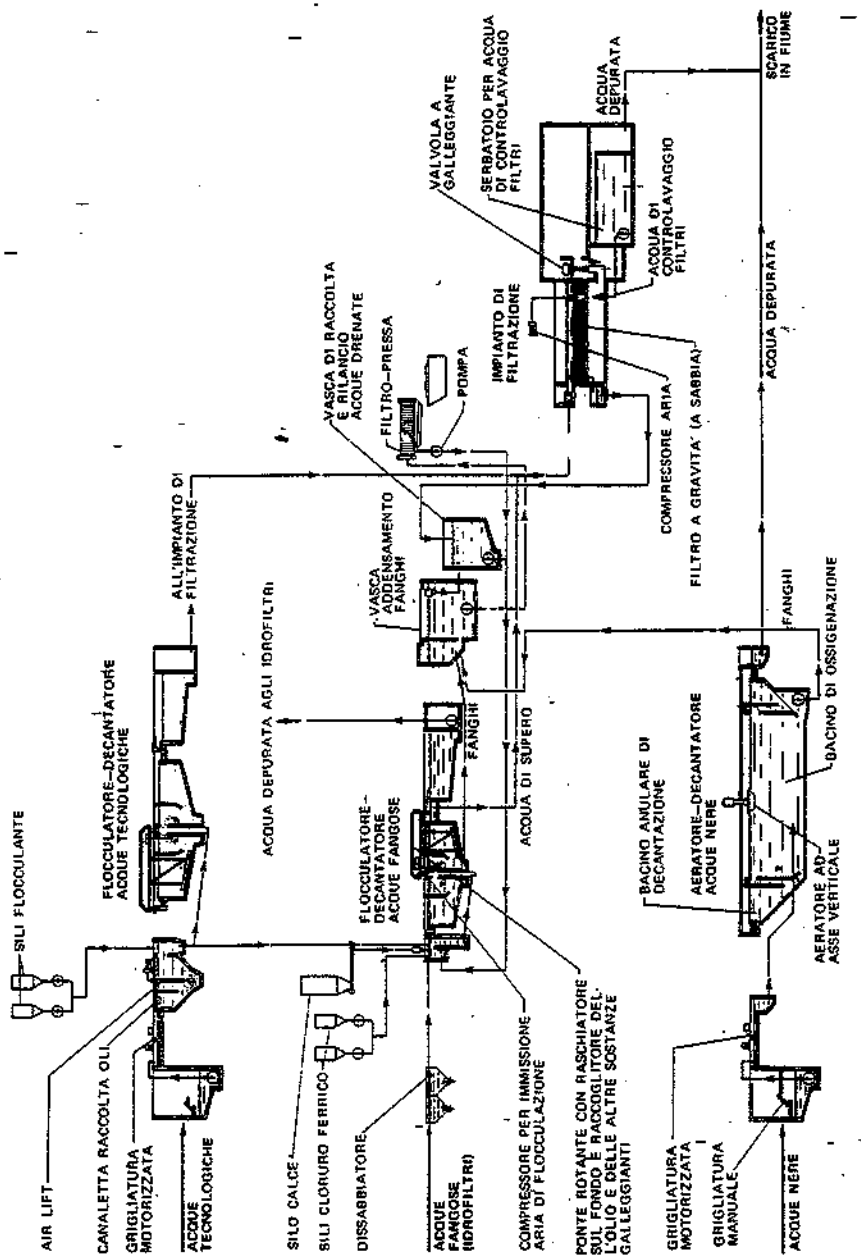


Fig. 48.55 – Impianti di depurazione delle acque di scarico di una fonderia di ghisa.

– dissabbiatura e disoleazione;
– flocculazione con cloruro ferrico e latte di calce;
– decantazione.

Le ultime due fasi sono comuni all'impianto di trattamento delle acque fangose. In futuro, l'impianto di trattamento delle acque tecnologiche potrà essere dotato di proprio flocculatore-decantatore.

La portata di acque trattate dall'impianto è mediamente pari a 5 m^3/h.

b) *Impianto di trattamento delle acque fangose*

L'impianto è in grado di trattare circa 1700 m^3/h di acqua proveniente dagli idrofiltri della fonderia e comprende:

I) due flocculatori in parallelo, con impiego – quali reagenti chimici – di cloruro ferrico e latte di calce;
II) due decantatori, anch'essi in parallelo;
III) lo stoccaggio ed il dosaggio del cloruro ferrico e della calce;
IV) due vasche di accumulo ed addensamento fanghi;
V) quattro filtri-pressa.

Le acque che pervengono all'impianto di trattamento in esame, contengono particelle in sospensione di sabbia, grafite, ossidi di ferro, ecc. ed hanno le seguenti caratteristiche:
– contenuto medio di sostanze in sospensione: 1000 ppm;
– contenuto massimo di sostanze in sospensione: 2000 ppm;
– granulometria delle sostanze in sospensione:
0÷25 μm: 70÷90%;
20÷50 μm: 5÷20%;
50÷100 μm: 1÷10%

Dopo il trattamento, le acque hanno le seguenti caratteristiche:
– contenuto massimo di sostanze in sospensione: 100 ppm;
– granulometria delle sostanze in sospensione: inferiore a 25 μm.

In queste condizioni, l'acqua è atta al reimpiego negli idrofiltri. Non è però depurata a livello tale da consentire lo scarico diretto in acque superficiali. L'impianto in esame è pertanto dotato di uno stadio di filtrazione delle acque costituito da filtri rapidi a sabbia, completi di impianto di lavaggio e di vasca di raccolta delle acque di controlavaggio. Le acque che, per un motivo qualsiasi, devono essere scaricate in fiume, vengono fatte preventivamente passare attraverso tali filtri a sabbia, raggiungendo elevati livelli di depurazione.

c) *Impianto di trattamento delle acque nere*

Questo impianto è in grado di trattare le acque di scarico provenienti dai servizi igienico-sanitari della fonderia. Comprende i seguenti stadi di trattamento:

I) grigliatura grossolana a pulizia manuale;
II) grigliatura fine a pulizia motorizzata;
III) rototriturazione delle sostanze grigliate;
IV) ossidazione dei liquami con il metodo dei fanghi attivi;
V) decantazione e chiarificazione finale.

Le acque di supero provenienti dall'impianto di trattamento delle acque fangose (previamente filtrate) e quelle di scarico dall'impianto di trattamento delle acque nere sono convogliate da un unico canale collettore in fiume.

4) Impianto di depurazione delle acque reflue di un centro urbano

La fig. 48.56 illustra schematicamente le varie fasi di trattamento delle acque di sca-

rico di una città. Come si può rilevare, le acque subiscono le seguenti fasi di trattamento:
- grigliatura, dissabbiatura e disoleazione;
- decantazione primaria;
- trattamento biologico a fanghi attivi;
- decantazione finale;
- digestione anaerobica e disidratazione meccanica dei fanghi;
- incenerimento dei fanghi disidratati.

L'impianto consente il trattamento delle acque reflue (nere e industriali) di una popolazione pari a 300.000 abitanti-equivalenti, corrispondenti a circa 100.000 m^3 al giorno, con punte di 5000 m^3 all'ora.

All'impianto non pervengono le acque meteoriche. È previsto il raddoppio della potenzialità di trattamento dell'impianto.

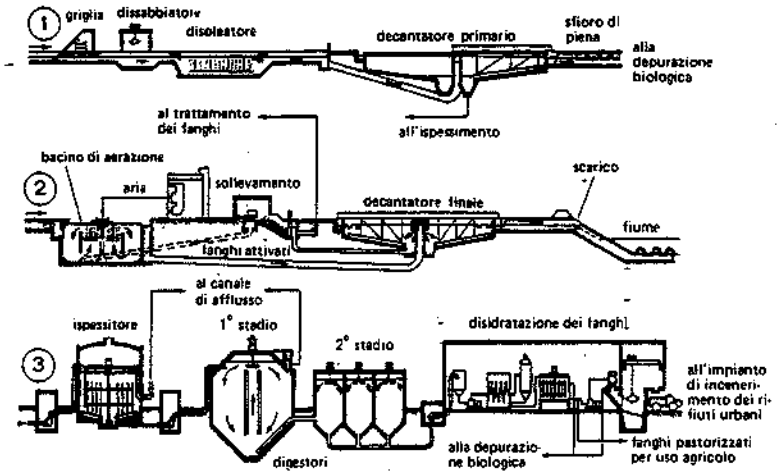


Fig. 48.56 – Impianto di trattamento dell'acqua di scarico di una città: 1. Pretrattamento e sedimentazione primaria; 2. Depurazione biologica; 3. Trattamento dei fanghi.

48.16. BIBLIOGRAFIA

Degremont, *Memento technique de l'eau*, Parigi, Firmin-Didot s.a.
G. Bianucci e E. Ribaldone, *Il trattamento delle acque inquinate*, Milano, Hoepli.
G. Bianucci e E. Ribaldone, *Il trattamento delle acque residue industriali e agricole*, Milano, Hoepli.
G. Bianucci e G. De Stefani, *Il trattamento delle acque per uso industriale*, Milano, Hoepli.
V. Nanni, *La moderna tecnica delle fognature e degli impianti epurativi*, Milano, Hoepli.
H. Babbit, J. Doland, J. Cleasby, *Water Supply Engineering*, New York, McGraw-Hill Book Company.
L. Germain, L. Colas, J. Rouquet, *Le traitement des aux*, Parigi, Dunod.
K. Imhoff e P. Koch, *Manuel de l'assainissement urbain*, Parigi, Dunod.
I.R.S.A., *Coefficienti di popolazione equivalente delle attività economiche*, Roma, La Pergamena.

49. Trattamenti dei fanghi

49.1. GENERALITÀ

I vari trattamenti delle acque danno luogo alla formazione di fanghi semiliquidi, contenenti le sostanze organiche, i colloidi ed i sali separati dall'acqua nei processi depurativi, nonché i reattivi e gli ausiliari della flocculazione via via aggiunti all'acqua.

Al fine di chiarire che cosa si intenda per *fango* nel campo del trattamento delle acque, precisiamo che si tratta di acqua contenente più dell'1÷3% di sostanze solide in sospensione.

Oltre che nei trattamenti di coagulazione e decantazione, si ottengono anche fanghi quale residuo di cicli tecnologici, oppure a seguito del lavaggio di filtri o ancora quando si separano grassi e sostanze oleose dall'acqua. La composizione dei fanghi è perciò quanto mai variabile, essendo legata sia al tipo di acque da depurare sia al trattamento adottato.

I principali parametri caratteristici di un fango sono i seguenti:
- tenore di umidità, misurato in percento di acqua nel fango;
- tenore di sostanze solide (secco), vale a dire percentuale complementare del tenore di umidità;
- contenuto di sostanze volatili riferito alla sostanza secca;
- attitudine all'ispessimento, ossia possibilità di ottenere una maggiore concentrazione delle sostanze in sospensione mediante sedimentazione;
- resistenza specifica: misura la resistenza alla filtrazione dell'unità di peso del fango per unità di superficie filtrante, a una data pressione; riducendo la resistenza specifica, si accelera la filtrazione;
- filtrabilità, corrispondente all'inverso della resistenza specifica.

I fanghi provenienti dagli impianti di depurazione delle acque tecnologiche o domestiche (1) possono essere sottoposti a trattamenti fisici, meccanici, chimici, bio-

(1) La tab. 49.I consente di avere un'idea delle quantità dei vari tipi di fanghi che si ottengono a seguito della depurazione di acque reflue di origine domestica.

Tabella 49.I – Quantità medie di fanghi provenienti dalla depurazione di acque nere.

Tipo di fango	Litri per persona per giorno	Solidi secchi %	Umidità %
A – Sedimentazione primaria			
– fango fresco	1,50	3,5	96,5
– fango addensato	1,10	5,0	95,0
– fango digerito umido	0,40	8,0	92,0
B – Filtri percolatori			
– humus	0,30	6,0	94,0
– humus + fango primario fresco	1,50	5,0	95,0
C – Processi a fanghi attivi			
– Fanghi di supero	5,10	0,7	99,3
– Fanghi di supero freschi + fanghi primari freschi	2,00	4,5	95,5
– Fango umido digerito	0,80	7,0	93,0

logici e termici. In particolare, i trattamenti meccanici sono adottati per ridurre il contenuto in acqua dei fanghi, mentre i trattamenti termici consentono di:
– ridurre il tenore di acqua, se effettuati a medie temperature (<500°C);
– modificare la composizione chimica dei fanghi (in conseguenza dell'incenerimento della componente organica), se effettuati a temperature superiori a 800°C.

I fanghi, o meglio quello che resta degli stessi dopo una o più delle operazioni suddette, devono essere smaltiti, cioè trovare una *sistemazione finale* economicamente ed ecologicamente valida. Di seguito, ricordiamo i metodi adottati in pratica per il trattamento dei fanghi.

49.2. TRATTAMENTI FISICI, CHIMICI E BIOLOGICI

a) *Letti di essiccamento* (fig. 49.1).

Questo trattamento consiste nello spandimento dei fanghi (in spessori di 20÷30 cm) su letti costituiti da uno strato di sabbia (10÷15 cm) sopportato da uno strato di ghiaia e pietrisco (20÷25 cm); ovviamente, anche l'evaporazione contribuisce alla disidratazione dei fanghi distribuiti su tale sistema di drenaggio. Il liquido drenato attraverso apposite scanalature, è reimmesso nella vasca di sedimentazione primaria dell'impianto di trattamento, mentre il fango viene asportato dal letto meccanicamente (mediante carriponte o catene dotati di raschiatori).

b) *Ispessimento per decantazione.*

La fanghiglia viene introdotta in un bacino (*ispessitore*) dove rimane a lungo, in modo che i fanghi possano sedimentare sul fondo; di qui vengono poi evacuati, mentre il liquido separatosi tracima dall'alto.

Il dimensionamento del bacino si effettua in base alla curva di sedimentazione del fango (fig. 49.2); l'altezza si assume non inferiore a 3,5÷4 m. Si hanno *ispessitori*

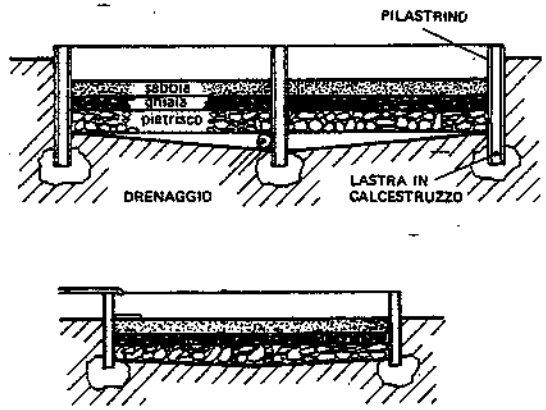


Fig. 49.2 – Curva di sedimentazione del fango.

Fig. 49.1 – Letti di essiccazione dei fanghi.

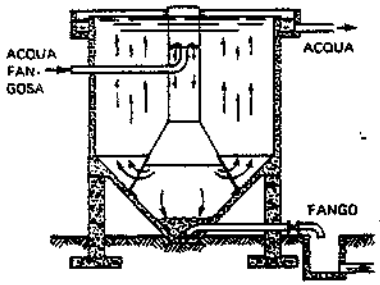


Fig. 49.3 – Ispessitore statico.

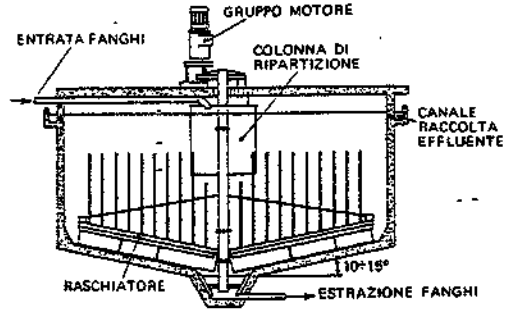


Fig. 49.4 – Ispessitore meccanico.

statici (fig. 49.3), il cui diametro massimo può raggiungere i 5 m, e *ispessitori meccanici* (fig. 49.4): questi ultimi sono dotati di un dispositivo meccanico rotante, realizzato in modo da convogliare i fanghi verso il centro del bacino e da facilitare la separazione dell'acqua e dei gas contenuti nei fanghi (l'acqua ed il gas si portano ovviamente in superficie).

c) *Lavaggio.*

I fanghi vengono lavati con acqua quando risulta conveniente – in vista dei successivi trattamenti – abbattere l'alcalinità (che richiede forti dosi di reagenti chimici) ed eliminare le sostanze fini e colloidali (che rendono più difficoltosa la successiva fase di disidratazione dei fanghi).

Il lavaggio avviene in impianti analoghi agli ispessitori sopra citati, con la sola differenza che all'ingresso si aggiungono notevoli quantità di acqua. Al fine di regolare il tasso di diluizione si prevedono spesso, a monte dell'ispessitore, due vasche per

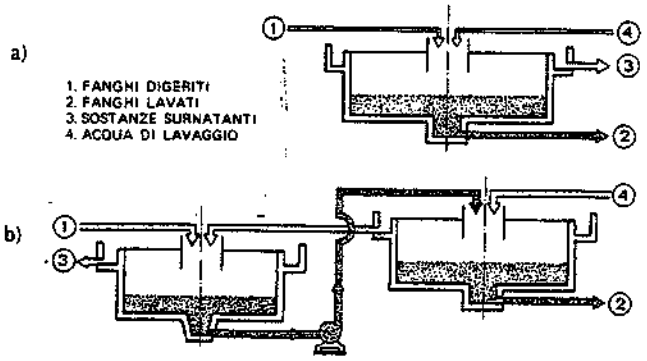


Fig. 49.5 – Principio di ispessimento dei fanghi: a) ad uno stadio; b) a due stadi.

raccogliere rispettivamente i fanghi e l'acqua di lavaggio. Il lavaggio può essere realizzato a uno o due stadi (fig. 49.5).

d) *Ispessimento per flottazione.*

La flottazione può essere utilizzata per concentrare fanghi attivi (più leggeri degli altri fanghi) con o senza l'impiego di coagulanti e/o di ausiliari della flocculazione. Il fango risale alla superficie trascinato dalle bollicine d'aria e viene scolmato, mentre l'acqua fuoriesce dal basso.

La fig. 49.6 illustra il principio dell'ispessimento dei fanghi mediante flottazione.

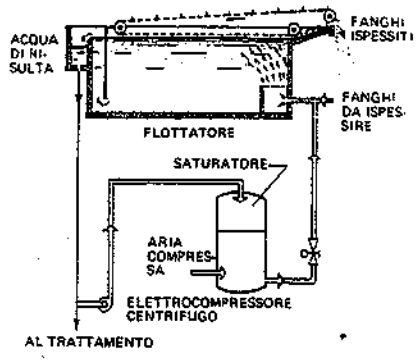


Fig. 49.6 – Ispessimento dei fanghi mediante flottazione.

e) *Fermentazione o digestione anaerobica.*

Si tratta di una fermentazione in assenza di ossigeno gassoso, che permette di mineralizzare i fanghi organici (provenienti da impianti di depurazione di acque cloacali) ottenendo come sottoprodotti gas metano e anidride carbonica (2).

La digestione anaerobica comprende due fasi, comunemente denominate fermentazione acida e fermentazione alcalina o metanifera.

(2) Le proporzioni in volume di gas prodotti si aggirano intorno ai seguenti valori:

CH_4: 65 ÷ 70%

CO_2: 25 ÷ 30%

Possono anche essere presenti in piccole quantità altre sostanze, quali O_2, CO, N_2, H_2S. Il potere calorifico inferiore del gas di digestione varia da 5700 a 6200 kcal/m³ (24÷26MJ/m³).

Nella prima si ha sviluppo di microorganismi che danno luogo ad acidi grassi; nella seconda i batteri, operanti in condizioni anaerobiche, attaccano gli acidi volatili formatisi nella prima fase, producendo metano.

I batteri produttori di metano sono sensibili ai seguenti parametri:

- pH, i cui valori ottimali sono compresi fra 6,8 e 7,4;
- acidità volatile, la cui concentrazione espressa in acido acetico non deve superare 2000 ppm;
- alcalinità totale, espressa come carbonato di calcio, che deve essere compresa fra 1500 e 4000 ppm.

Inoltre, il processo di digestione anaerobica dipende in modo notevole dalle variazioni della temperatura, essendo più veloce intorno ai 35°C ed ai 60°C. La produzione di gas si verifica dopo un periodo di tempo non inferiore ad alcuni giorni.

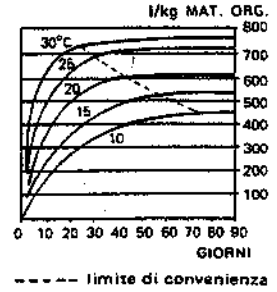


Fig. 49.7 – Variazione della produzione di gas in funzione del tempo e della temperatura.

La fig. 49.7 indica la quantità massima di gas che si ottiene da 1 kg di sostanze organiche a differenti temperature in funzione del tempo.

I tipi di digestori anaerobici più noti sono i seguenti:

- fosse settiche o di Imhoff (fig. 49.8): sono adatte per piccole installazioni e comprendono un digestore e un decantatore;
- digestore a medio carico (fig. 49.9): comprendono un'unica zona di digestione, con possibilità di riscaldamento dei fanghi, nella quale i fanghi digeriti sedimentano, mentre i gas di digestione sono solitamente utilizzati per alimentare la caldaia di riscaldamento (il surplus – accumulato in un gassometro – può essere destinato ad altri impieghi);
- digestori a forte carico (adatti per i grandi impianti); gli stadi di digestione sono due (fig. 49.10), eventualmente preceduti da un ispessimento dei fanghi freschi.

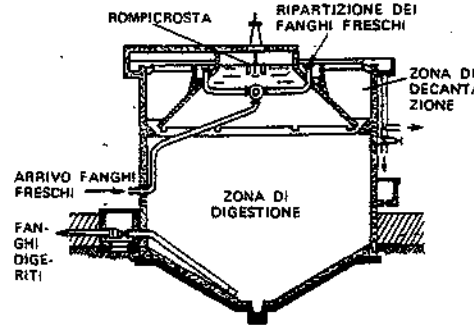


Fig. 49.8 – Fossa Imhoff.

f) *Stabilizzazione per via aerobica (digestione aerobica).*

Consiste nella aerazione

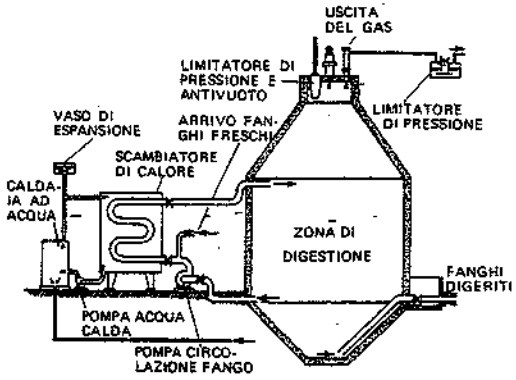
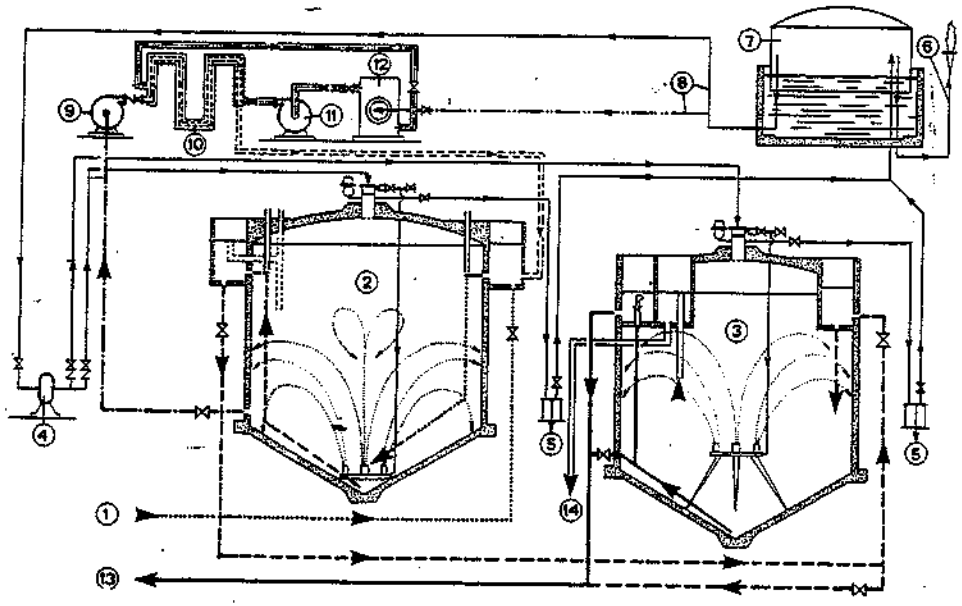


Fig. 49.9 – Digestore a medio carico.



1. Arrivo fanghi freschi - 2. Digestore primario - 3. Digestore secondario - 4. Compressore del gas - 5. Separatore di liquido con spurgo - 6. Torcia - 7. Gasometro - 8. Verso caldaia e compressore - 9. Pompa di circolazione dei fanghi - 10. Scambiatore di calore - 11. Pompa acqua calda - 12. Caldaia - 13. Al trattamento successivo - 14. Troppo pieno.

Fig. 49.10 – Digestore a forte carico o a due stadi.

prolungata (non meno di 10÷12 giorni) dei fanghi, in modo da sviluppare i microorganismi aerobici che provocano l'autossidazione delle cellule. Anche questo processo è molto influenzato dalla temperatura ma, rispetto alla digestione anaerobica, risulta meno efficace nell'eliminazione dei germi patogeni. Inoltre, com'è ovvio, la stabilizzazione si esercita solo sulle sostanze organiche attive.

Il procedimento è adatto per installazioni rurali o industriali di media importanza.

g) *Trattamento (o condizionamento) chimico.*

Si esegue sui fanghi freschi o digeriti quando gli stessi devono essere sottoposti a filtrazione. I reagenti più usati sono il cloruro ferrico, la calce, il solfato ferroso, il solfato di alluminio, da soli o accoppiati fra loro (ricordiamo che l'eventuale pretrattamento mediante lavaggio riduce la quantità di reagenti necessaria). Si utilizzano anche, da soli o come ausiliari dei reagenti base, i polielettroliti.

49.3. TRATTAMENTI MECCANICI

La disidratazione meccanica dei fanghi consiste in un'operazione di tipo meccanico volta a sottrarre percentuali più o meno elevate di acqua contenuta nei fanghi stessi.

Facendo evaporare l'acqua contenuta in un campione di fanghi, si ricava la curva

perdita di peso-tempi (fig. 49.11), caratterizzata da due tratti a diversa pendenza: il primo tratto, a forte pendenza, corrisponde all'eliminazione dell' acqua cosiddetta libera; il secondo, a pendenza minore, all'eliminazione dell'acqua "legata" o "associata" (3).

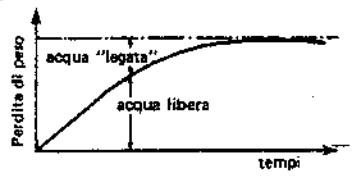


Fig. 49.11 – Curva di disidratazione dei fanghi per evaporazione a temperatura costante.

A temperatura costante, queste due fasi della disidratazione seguono la seguente legge:

(49.1) $$v = k c^n$$

dove:

v = velocità di disidratazione (perdita in peso);

c = concentrazione in secco;

k,n = costanti caratteristiche del fango in ciascuna delle due fasi.

Poiché in genere alla disidratazione di tipo meccanico si richiede l'ottenimento di fanghi "trasportabili" o "badilabili" (vale a dire caratterizzati da un grado di umidità del 20÷80%), è evidente che essa deve eliminare, oltre all'acqua libera, anche una parte notevole dell'acqua interstiziale. Quest'ultima eliminazione comporta l'impiego di un'energia supplementare, al fine di modificare le forze di coesione interne del fango e liberare una parte dell'acqua "legata".

I sistemi di disidratazione meccanica più noti sono di seguito descritti.

1) *Filtrazione sotto vuoto.*

La filtrazione sotto vuoto prevede l'impiego di filtri rotativi a tamburo ad asse orizzontale, parzialmente immersi in una vasca contenente i fanghi; tali filtri sono costituiti da un certo numero di scompartimenti stagni ricoperti da una lamiera metallica bucherellata rivestita con tela in fibre sintetiche (fig. 49.12). Allorquando uno scompartimento è immerso nel fango, esso viene collegato ad una pompa a vuoto: questa provoca l'ingresso nello scompartimento di liquido, mentre sull'esterno della tela filtrante si accumula la fanghiglia più densa. All'uscita della vasca si continua ad aspirare aria dallo scompartimento così da favorire l'essiccazione del fango depositatosi sul filtro. Infine, nella parte terminale del giro, mettendo lo scompartimento in pressione o ricorrendo ad altri accorgimenti, si provoca il distacco del fango.

La velocità di rotazione del tamburo è di 8÷15 giri all'ora.

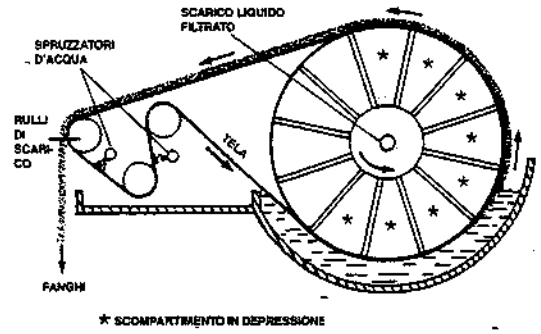


Fig. 49.12 – Filtro sotto vuoto.

(3) Tale acqua possiede un'energia di "legame" molto superiore a quella necessaria per provocarne la vaporizzazione.

Nel caso di fanghi contenenti grassi e oli, si aggiunge un prestrato (fig. 49.13), ovverosia il filtro, prima dell'operazione di filtrazione, viene ricoperto con uno strato (dello spessore di 30÷40 mm) di sostanza avente una adeguata porosità (diatomite, farina di legno, ceneri, ecc.).

La capacità di lavoro dei filtri sotto vuoto, grazie anche al fatto che il procedimento è continuo, è circa 1000 volte superiore a quella dei letti di essiccazione.

L'umidità residua in fanghi di origine urbana, trattati chimicamente e filtrati, varia dal 70% all'80%.

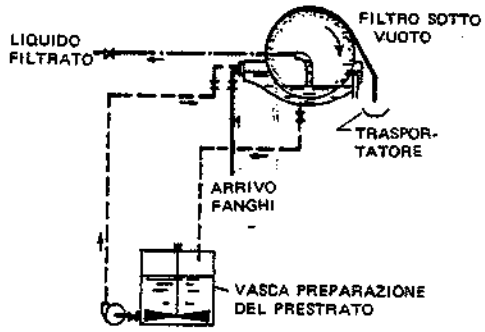


Fig. 49.13 – Filtro sotto vuoto con prestrato.

La filtrazione sotto vuoto è industrialmente utilizzabile a partire da valori della resistenza specifica inferiori a 10^{12}m/kg (4).

2) *Filtro-pressatura.*

Un altro sistema meccanico, atto a produrre fanghi con un elevato contenuto di sostanze solide (dal 35% al 55%, a seconda dei fanghi) è la filtro-pressatura. Si tratta di un processo discontinuo della durata di 1,5÷6 ore.

Un filtro-pressa (fig. 49.14) è costituito da una serie di tele filtranti (generalmente in fibre sintetiche) sostenute da piastre verticali scorrevoli su guide.

Il fango viene pompato dentro le tele filtranti che un martinetto idraulico o meccanico comprime fortemente una contro l'altra: l'acqua fuoriesce dalle tele e viene allontanata dal filtro-pressa, mentre le sostanze solide rimangono dentro le tele; di qui sono scaricate al termine dell'operazione allontanando le piastre, che vengono successivamente ripulite in vista del ciclo successivo.

Negli ultimi anni molti costruttori hanno automatizzato l'operazione di scarico delle tele filtranti.

L'impiego dei filtri-pressa è generalmente limitato a fanghi aventi una resistenza specifica prossima a 10^{13}m/kg (alla pressione di 7 bar);

(4) La resistenza specifica dei fanghi compare nella formula che fornisce il tempo necessario per sottrarre un determinato volume di acqua (detto correntemente "filtrato") da una sospensione fangosa tramite macchine filtranti:

$$t = \frac{\eta \cdot C \cdot r}{2 P S^2} \cdot V^2$$

nella quale:
- t = durata della filtrazione (secondi);
- η = viscosità dinamica del filtrato (nei fanghi acquosi $\eta \approx 1{,}1 \cdot 10^{-3}$ Pa·s);
- C = concentrazione della sospensione fangosa da disidratare in "sostanza secca" (kg/m³);
- r = resistenza specifica del fango sottoposto al gradiente di pressione P (m/kg);
- P = gradiente di pressione (Pa);
- S = superficie filtrante (m²);
- V = volume di filtrato (m³) ottenuto nel tempo t.

Si realizzano filtri-pressa aventi superfici filtranti di 400 m², con superfici unitarie di circa 2 m² per tela. La massima pressione di filtrazione arriva fino a 15 bar.

La capacità filtrante varia, a seconda dei fanghi e delle macchine, da 2 a 10 kg/h per m² di superficie filtrante.

La fig. 49.15 si riferisce ad un particolare tipo di filtro-pressa: trattasi di una pressa continua a nastro filtrante. La compressione è ottenuta da un nastro sistemato superiormente al nastro filtrante (in tela) e premuto contro lo stesso da una serie di rulli opportunamente disposti e regolabili in altezza: poiché i due tamburi motori sono accoppiati fra di loro, i due nastri hanno la stessa velocità.

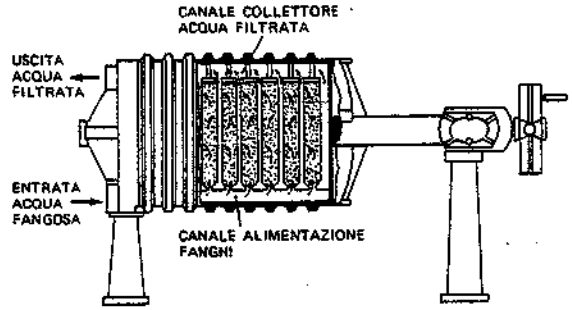


Fig. 49.14 – Filtro-pressa con martinetto meccanico ad azionamento manuale.

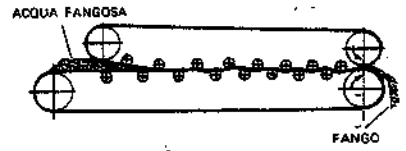


Fig. 49.15 – Pressa continua a nastro filtrante.

Il fango disidratato viene separato dal nastro filtrante mediante un raschiatore.

La filtrazione sotto pressione su nastro richiede il preventivo condizionamento del fango mediante l'aggiunta di opportuni polielettroliti, atti a favorire la formazione di fiocchi voluminosi, più facilmente separabili dall'acqua. I limiti del procedimento dipendono essenzialmente dalla pressione applicabile, che non supera in genere i 2 bar (contro i 15 bar ottenibili nei filtri-pressa del tipo precedentemente descritto, con i quali si ottengono fanghi più disidratati). Per contro, il funzionamento è continuo, mentre quello del filtro-pressa a più tele filtranti è discontinuo.

3) *Centrifugazione.*

La disidratazione dei fanghi può essere effettuata anche con centrifughe a rotore conico-cilindrico ad asse orizzontale, rotante a forte velocità; all'interno del rotore gira, a velocità leggermente diversa, una coclea di estrazione dei fanghi (fig. 49.16). L'alimentazione delle centrifughe può avvenire centralmente o tangenzialmente e i fanghi da disidratare e disidratati possono muoversi nello stesso senso o in senso opposto.

Un condizionamento dei fanghi (generalmente con polielettroliti) è essenziale per ottenere rendimenti di estrazione superiori al 90%. I fanghi disidratati mediante centrifugazione possono contenere dal 10% al 20% di sostanze secche.

Al fine di limitare l'usura della coclea, i fanghi da disidratare non devono contenere sabbia o materiali abrasivi di diametro superiore a 50μm: per tale motivo, si

– installa sovente un ciclone a monte della centrifuga.

Analogamente, si deve provocare una "dilacerazione" preliminare dei fanghi se questi contengono materiali ingombranti o a fibre lunghe (suscettibili di intasare gli orifici di alimentazione o di carico).

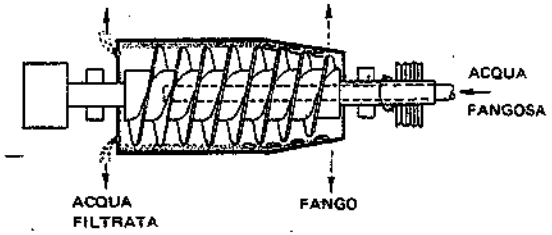


Fig. 49.16 – Centrifuga in controcorrente con alimentazione assiale.

49.4. TRATTAMENTI TERMICI

a) Essiccazione

Il trattamento termico dei fanghi a 150°÷500°C (essiccazione) può essere applicato a qualsiasi tipo di fango (primario, secondario, digerito o misto). È di solito effettuato mediante essiccatori, eventualmente dotati di bruciatore ausiliario.

Come schematizzato in fig. 49.17, parte del calore disponibile a seguito dell'essiccazione dei fanghi viene recuperata negli scambiatori di calore attraversati in controcorrente dai fanghi da trattare.

Quando l'essiccazione è effettuata con un transfer gassoso, occorre ovviamente evitare che questo sia immesso nell'atmosfera prima di essere depurato dagli odori che si liberano durante l'essiccazione (v. capitolo 45).

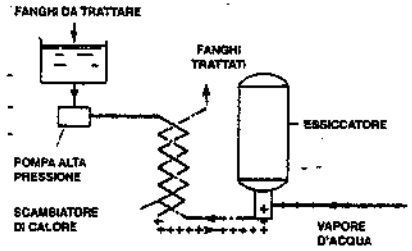


Fig. 49.17 – Trattamento termico dei fanghi.

Tale trattamento termico viene sovente individuato con il termine polimerizzazione quando provoca variazioni nella dimensione delle molecole senza modificarne sostanzialmente la composizione chimica.

b) Incenerimento

L'incenerimento dei fanghi conduce ad un prodotto finale (ceneri) contenente solo più le sostanze minerali e può ridurre il volume iniziale dell'80÷90%.

L'incenerimento richiede in genere una preventiva disidratazione meccanica (filtrazione o centrifugazione), in quanto quest'ultima operazione, eliminando acqua, riduce i consumi energetici, altrimenti necessari per la sua evaporazione.

I tipi di forni più usati per l'incenerimento dei fanghi sono i seguenti:

a) *Forno a piani* (fig. 49.18): consiste essenzialmente in una serie di ripiani sui quali il fango cade via via dall'alto in basso, grazie a dei raschiatori rotanti mossi da un albero verticale. Il forno funziona in controcorrente ed ha quindi un buon rendimento termico. La temperatura di uscita dei gas è prossima ai 350°C e quella del fango raggiunge, nella camera di combustione, i 750÷850°C. Il forno a piani è adatto per fanghi i cui fumi in uscita siano ecologicamente innocui: in caso contrario, occorre renderli tali a mezzo di un adeguato trattamento (postcombustione, lavaggio, trattamento chimico, ecc.).

b) *Forno a cilindro rotante* (fig. 49.19): si tratta di un forno cilindrico, leggermente inclinato sull'orizzontale e funzionante in controcorrente o in equicorrente. Può essiccare o calcinare fanghi (preventivamente disidratati) o rifiuti delle industrie chimiche, siderurgiche, meccaniche. Il rendimento termico è superiore al 50%, aumentabile con adeguati recuperi. La temperatura di combustione può raggiungere i 1000÷1500°C. Le ceneri sono recuperate in un ciclone, a valle del quale è spesso necessario un trattamento dei gas.

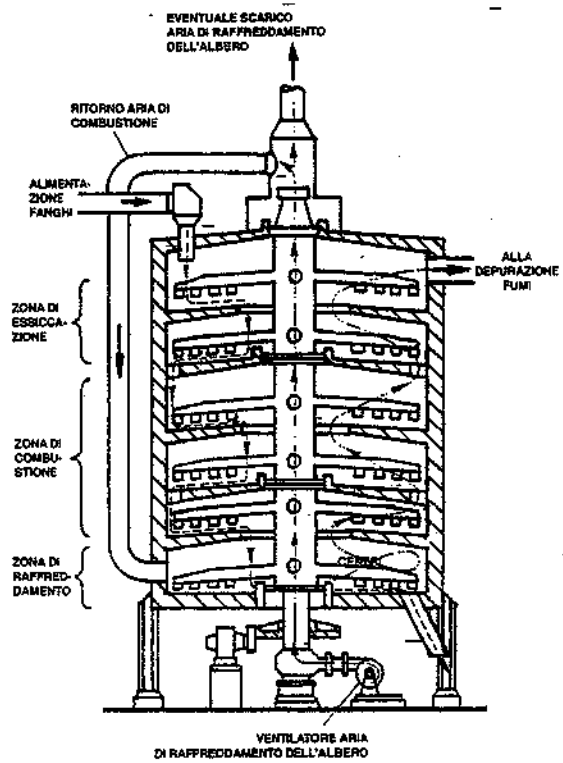


Fig. 49.18 – Forno a piani.

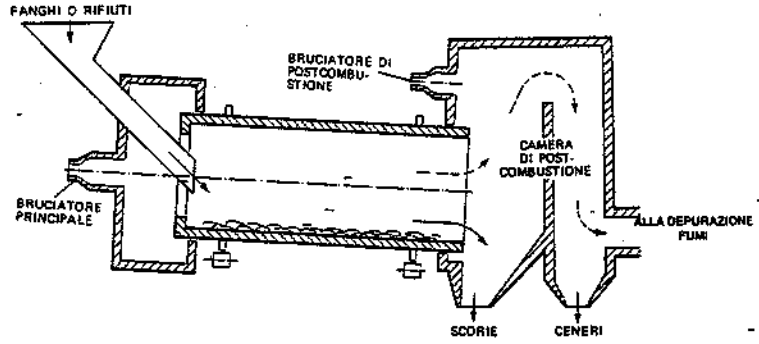


Fig. 49.19 – Forno a cilindro rotante.

c) *Forno a letto fluido* (fig. 49.20): i fanghi sono introdotti sopra un letto di sabbia fluidificato (mediante aria compressa immessa dal basso), contenuto in un reattore e portato a temperature prossime a 1000°C. I fanghi sono trasformati in ceneri inerti, che i gas di combustione rimuovono dal letto fluidificato. Tali ceneri devono pertanto essere separate e recuperate mediante un ciclone, seguito da un adeguato trattamento dei fumi. Il forno a letto fluido non presenta organi meccanici in movimento soggetti ad alta temperatura e permette una regolazione alquanto più fine di quella dei due tipi di forni prima citati in quanto ha una minore inerzia termica; per contro, richiede maggiori oneri gestionali.

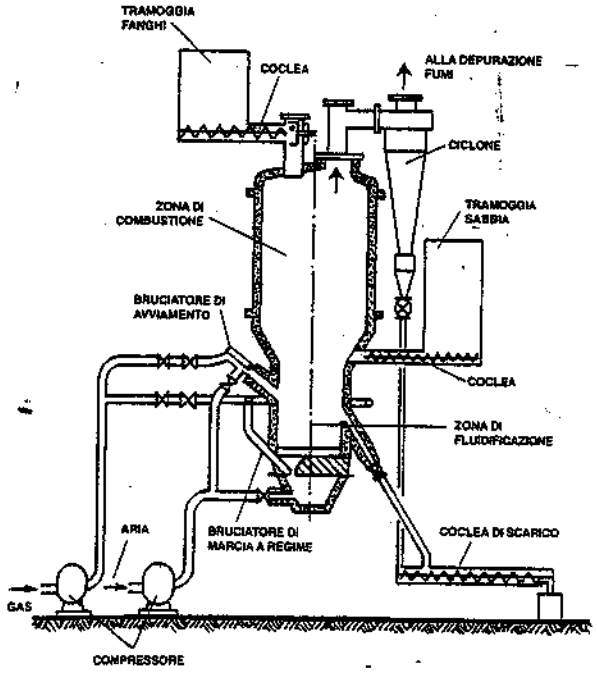


Fig. 49.20 – Forno a letto fluido.

49.5. SMALTIMENTO FINALE DEI FANGHI

Consideriamo alcune delle possibili destinazioni finali dei fanghi di cui ci stiamo occupando, dopo che essi hanno subìto una o più delle operazioni sopra indicate. È ovvio che l'aspetto ecologico di tale operazione finale deve prevalere su ogni altra considerazione.

a) *Spandimento sul terreno*: i fanghi provenienti dal trattamento di acque di scarico urbane (dopo la digestione anaerobica) e di certe acque industriali prive di sostanze tossiche possiedono proprietà fertilizzanti (per via delle sostanze umiche contenute, del potere di ritenzione dell'acqua nel suolo e dell'apporto di sostanze nutritive) e quindi si prestano ad essere sparsi su terreni coltivabili, previo ispessimento ed eventuale disidratazione meccanica.

b) *Smaltimento*, insieme ai rifiuti solidi di provenienza urbana e talvolta industriale, in apposite *discariche sanitariamente controllate* (*sanitary landfill*). Tali discariche sono costituite compattando preventivamente i rifiuti solidi miscelati con i fanghi e

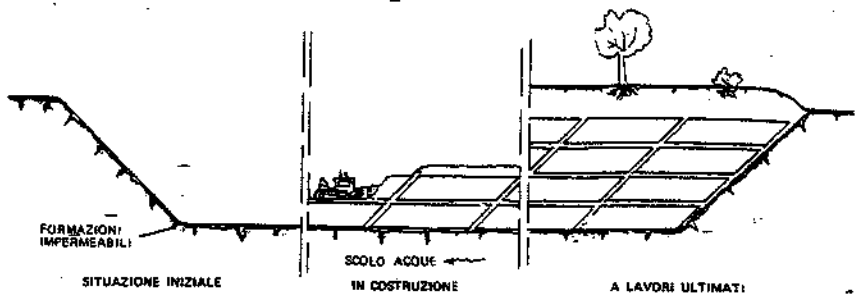


Fig. 49.21 – Stratigrafia di un *sanitary landfill* (v. anche figg. 50.3 e 50.4).

disponendoli "a celle", intervallate da strati di terreno vegetale (fig. 49.21). La disposizione viene ripetuta per altezze di diversi metri e un manto erboso ricopre lo strato finale di terreno. Trattasi di un tipo di discarica che consente non solo di "nascondere" i rifiuti, ma anche di evitare formazioni di odori e la diffusione di microorganismi patogeni.

Se i fanghi sono stati sottoposti a trattamento termico, il residuo è costituito da ceneri, le quali di solito sono smaltite in una discarica del tipo descritto.

La soluzione del sanitary landfill (v. capitolo 50) risulta – fra le possibili soluzioni ecologiche del problema dei rifiuti industriali – la meno costosa e la più facile da realizzare. Richiede peraltro siti adatti e sufficientemente estesi (sempre meno disponibili); inoltre, troppo spesso la gestione delle discariche disattende le regole prescritte dalle norme vigenti.

c) *Trattamenti meccanico-biologici* dei fanghi (omogeneizzazione, fermentazione aerobica, maturazione su aia) con inoculazione di colonie di microrganismi, previa miscelazione con la parte organica delle immondizie di origine domestica, in modo da ricavare un prodotto (*compost*) avente caratteristiche assimilabili a quelle dell'*humus* (v. capitolo 50 § 5.VII).

d) *Scarico in cave o in vasche impermeabilizzate*. Le melme velenose (fanghi di verniciatura e di galvanica, morchie o, più in generale, melme inorganiche residue dei cicli tecnologici di produzione e di molti trattamenti depurativi delle acque di scarico industriali) non possono essere scaricate liberamente sul terreno, specie se nel sottosuolo sono presenti delle falde acquifere. Per ovviare ai pericoli che da tali melme possono derivare, si ricorre a vasconi

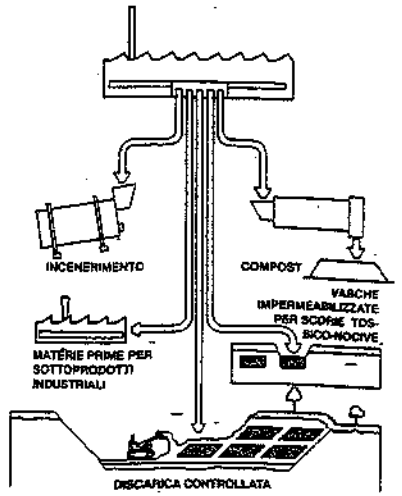


Fig. 49.22 – Possibili destinazioni finali dei fanghi di origine industriale.

in cemento armato impermeabilizzati oppure a cave naturali o artificiali: in tali sedi, le melme vengono depositate isolandole dall'ambiente ed in particolare dalle acque superficiali e sotterranee.

e) *Riutilizzazione dei fanghi* per la produzione di altri prodotti industriali, in modo da realizzare un riciclaggio possibilmente integrale. Come esempi concreti di riutilizzazione di melme provenienti da impianti tecnologici industriali o da impianti di depurazione delle acque di scarico, si citano le produzioni di prodotti vernicianti, ricoprenti, coibenti e così via.

f) *Incenerimento*, eventualmente insieme a rifiuti solidi, dentro forni di incenerimento dotati di adeguati impianti di depurazione dei fumi (v. capitolo 50): questa soluzione è certamente la più razionale, specie se connessa alla concomitante produzione di energia termica e/o elettrica.

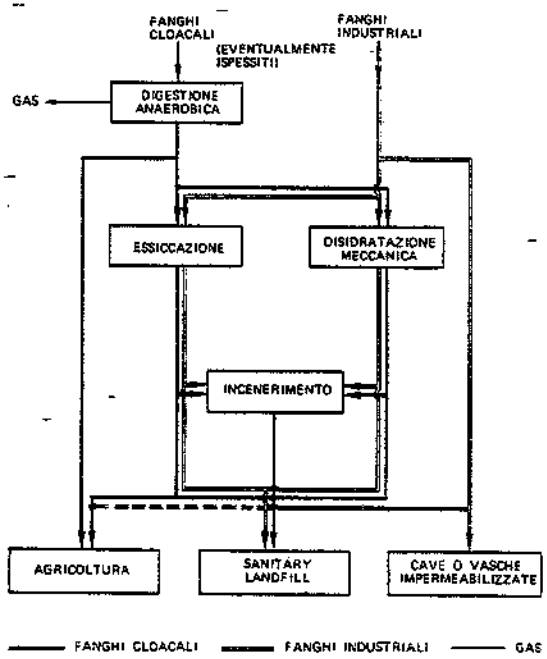


Fig. 49.23 – Principali modalità di trattamento e smaltimento finale dei fanghi di origine industriale e urbana.

La fig. 49.22 illustra alcune possibili destinazioni finali dei fanghi prodotti negli impianti industriali.

Infine, nella fig. 49.23 sono schematizzati i trattamenti e le destinazioni finali dei fanghi più frequentemente adottati in pratica.

49.6. BIBLIOGRAFIA

G. Bianucci e E. Ribaldone, *Il trattamento delle acque inquinate*, Milano, Hoepli.
G. Bianucci e E. Ribaldone, *Il trattamento delle acque residue industriali e agricole*, Milano, Hoepli.
C. Versino, C. Sarzanini, P. Bianco, *Smaltimento e recupero di materia ed energia da fanghi primari urbani*, I C P.V (4), 115.
Degremont, *Memento technique de l'eau*, Parigi, Firmin-Didot s.a.
K. Imhoff, P.Koch, *Manuel de l'assainissement urbain*, Parigi, Dunod.
G. Fair, J. Geyer, D. Okun, *Water and wastewater engineering*, New York, John Wiley & Sons Inch.

50. Lo smaltimento dei rifiuti solidi

50.1. PREMESSE

Con il termine rifiuto solido si intende "qualsiasi materiale od oggetto, normalmente allo stato solido, derivante da attività umane o da cicli naturali" e destinato all'abbandono da parte di chi lo ha prodotto.

Nella terminologia corrente, in luogo di rifiuti solidi, si parla anche di residui, scarti, pattume, immondizie, materiali di risulta, scorie, ecc.

I rifiuti solidi sono classificabili in base all'attività che li genera, come segue:

- Rifiuti solidi
  - agricoli.....
    - allevamenti zootecnici
    - colture legnose ed erbacee
  - civili.....
    - urbani (*domestici, commerciali, pubblici*)
    - voluminosi (veicoli, elettrodomestici, mobili, pneumatici, ecc.)
    - residui di costruzioni e demolizioni
    - ospedalieri
    - residui di mattatoi
  - industriali....residui provenienti dalle attività manifatturiere
  - minerari..... residui provenienti dalle attività estrattive
  - radioattivi....residui delle sostanze radioattive, fissili o fertili.

A titolo puramente indicativo, al solo fine di dare un'idea delle dimensioni del problema dei rifiuti solidi, riportiamo una stima dei quantitativi di questi annualmente prodotti in Italia dalle fonti che più interessano in questa sede (stime del ministero dell'ambiente per l'anno 1992):

– rifiuti urbani: $20 \cdot 10^6$ t/anno;
– rifiuti industriali (1): $55 \cdot 10^6$ t/anno;

(1) Esclusi i rifiuti recuperati e/o venduti ed i fanghi.

– rifiuti speciali (esclusi quelli industriali): $42 \cdot 10^6$ t/anno;

Con riferimento ai rifiuti solidi urbani, si può ritenere che il contributo giornaliero pro-capite in Italia, sia *mediamente* il seguente:
– rifiuti domestici: 0,70 kg/abitante·giorno;
– rifiuti commerciali: 0,20 kg/abitante·giorno;
– rifiuti pubblici: 0,10 kg/abitante·giorno;
in totale: circa 1 kg/abitante·giorno.

Nei valori unitari sopra riportati non sono compresi i contributi provenienti da demolizioni e costruzioni, ospedali, mattatoi, nonché le carcasse di veicoli ed i rifiuti radioattivi.

È opinione diffusa che la produzione di rifiuti solidi urbani tenda ad aumentare con il tenore di vita della popolazione, mentre le previsioni generali sono per una diminuzione nel tempo dei rifiuti di origine industriale (soprattutto in conseguenza della razionalizzazione dei cicli produttivi).

Il problema dello smaltimento dei rifiuti solidi dovrà comunque essere sempre più seguito.

La gravità e l'importanza di tale problema sono evidenziate dal progressivo esaurimento delle risorse e dal grado di inquinamento ambientale conseguente allo scarico prolungato e finora in aumento dei prodotti di rifiuto delle attività umane.

Nei paragrafi seguenti ci occuperemo esclusivamente dello smaltimento dei rifiuti solidi urbani e industriali.

50.2. NORMATIVA SUI RIFIUTI SOLIDI

I D.M. 12 febbraio 1971 e 2 marzo 1987 elencano le industrie insalubri di prima e seconda classe, includendo fra le prime i depositi e gli impianti di trattamento dei rifiuti solidi e dei liquami.

In merito allo smaltimento dei rifiuti radioattivi, alcune indicazioni sono contenute nel D.P.R. 13 febbraio 1964, n. 185, relativo alla sicurezza degli impianti ed alla protezione sanitaria contro i pericoli delle radiazioni ionizzanti derivanti dall'impiego pacifico dell'energia nucleare.

Una disciplina organica sui rifiuti è stata introdotta in Italia con il D.P.R. 10 settembre 1982, n. 915, in attuazione di tre direttive comunitarie sui rifiuti, sullo smaltimento dei policlorodifenili e dei policlorotrifenili e sui rifiuti tossici e nocivi. Tale D.P.R. definisce attività di pubblico interesse le varie fasi dello smaltimento dei rifiuti e cioè: conferimento, raccolta, spazzamento, cernita, trasporto, trattamento (2), ammasso, deposito, discarica.

I principi generali cui si ispira il decreto citato sono i seguenti:
a) la salvaguardia dell'ambiente e del paesaggio, nonché della salute e della sicurezza dei singoli e della collettività;
b) la promozione di sistemi tendenti a limitare la produzione dei rifiuti, a riciclarli o riutilizzarli o, ancora, a recuperare dagli stessi materiali ed energia, il tutto con l'osservanza di criteri di economicità ed efficienza;

(2) L'operazione di trattamento è intesa come trasformazione necessaria per il riutilizzo, la rigenerazione, il recupero, il riciclo e l'innocuizzazione dei rifiuti.

c) l'attribuzione delle competenze sulle attività inerenti allo smaltimento dei rifiuti;
d) la classificazione dei rifiuti in tre categorie:
- *rifiuti urbani*, provenienti dagli insediamenti civili;
- *rifiuti speciali*, derivanti da: attività produttive (industriali, agricole, artigianali, commerciali); ospedali; demolizioni e scavi; trattamento degli effluenti; automezzi obsoleti;
- *rifiuti tossici e nocivi*, contenenti le sostanze citate in apposito elenco (tab. 50.I) in quantità e/o concentrazioni tali da presentare un pericolo per la salute e l'ambiente.

Tabella 50.I – Sostanze considerate pericolose ai sensi del D.P.R. 10 settembre 1982, n. 915.

1) Arsenico e suoi composti
2) Mercurio e suoi composti
3) Cadmio e suoi composti
4) Tallio e suoi composti
5) Berillio e suoi composti
6) Composti di cromo esavalente
7) Piombo e suoi composti;
8) Antimonio e suoi composti
9) Fenoli e loro composti
10) Cianuri, organici ed inorganici
11) Isocianati
12) Composti organoalogenati (esclusi i polimeri inerti)
13) Solventi clorurati
14) Solventi organici
15) Biocidi e sostanze fitofarmaceutiche
16) Prodotti a base di catrame derivanti da procedimenti di raffinazione e residui catramosi derivanti da operazioni di distillazione
17) Composti farmaceutici
18) Perossidi, clorati, perclorati e azoturi
19) Eteri
20) Sostanze chimiche di laboratorio non identificabili e/o sostanze nuove i cui effetti sull'ambiente non sono conosciuti
21) Amianto (polveri e fibre)
22) Selenio e suoi composti
23) Tellurio e suoi composti
24) Composti aromatici policiclici (con effetti cancerogeni)
25) Metalli carbonili
26) Composti del rame solubili
27) Sostanze acide e/o basiche impiegate nei trattamenti in superficie dei metalli
28) Policlorodifenili, policlorotrifenili e loro miscele

Per quanto riguarda le competenze, il D.P.R. n. 915/1982 precisa:
1. allo stato competono il coordinamento delle attività connesse allo smaltimento dei rifiuti e la determinazione dei criteri generali relativi ai sistemi che favoriscono il riciclaggio dei rifiuti, il relativo recupero, la produzione di energia e la minore formazione di rifiuti;
2. le regioni predispongono i piani di organizzazione dei servizi di smaltimento dei rifiuti, comprese le piattaforme specializzate per i trattamenti; individuano le zone in cui realizzare gli impianti di trattamento e/o stoccaggio; rilasciano le autorizzazioni alla installazione e gestione degli impianti di smaltimento; emanano norme integrative;
3. le province presiedono al controllo tecnico dello smaltimento;
4. ai comuni fanno capo le attività di smaltimento dei rifiuti urbani e di normazione dello smaltimento dei rifiuti urbani pericolosi.

In data 27 luglio 1984, un apposito comitato interministeriale ha deliberato una serie di disposizioni applicative del D.P.R. n. 915/1982, tra le quali citiamo:
a) i criteri di assimilabilità di determinati rifiuti speciali ai rifiuti urbani (ad esempio, imballaggi, contenitori vuoti, sacchetti, cassette);

b) le concentrazioni delle sostanze, indicate in apposita tabella, al di sopra delle quali i rifiuti speciali sono classificabili come tossici e nocivi;
c) la definizione di rifiuti pericolosi per le batterie e le pile, i prodotti farmaceutici e quelli etichettati con il simbolo "T" e/o "F".

Citiamo ancora il D.P.C.M. 3 agosto 1990 recante disposizioni in materia di smaltimento dei rifiuti industriali. Tale decreto, al fine di fronteggiare la situazione derivante dal fabbisogno di smaltimento di tali rifiuti non soddisfatto, delega a ciascuna regione il compito di individuare:
a) le tipologie e le dimensioni di impianti atti a smaltire quei rifiuti;
b) le localizzazioni degli stessi impianti, anche all'interno degli stabilimenti per lo smaltimento dei rifiuti prodotti *in loco*;
c) un sistema di aree di stoccaggio e pretrattamento, di impianti di smaltimento e di discariche. Tale sistema integrato deve prevedere strutture per:
- la caratterizzazione e la classificazione dei rifiuti;
- il trattamento preliminare e lo stoccaggio provvisorio;
- il trattamento chimico, fisico e biologico;
- la termodistruzione;
- l'inertizzazione;
- lo stoccaggio definitivo.

La normativa sui rifiuti solidi è in continua evoluzione attraverso leggi, disposizioni, raccomandazioni emanate da CE, stato e regioni. Motivo per cui su tale argomento – come per tutti quelli riguardanti la salute dell'uomo e la salvaguardia dell'ambiente – vale la raccomandazione più volte espressa: all'atto di affrontare un problema attinente ai rifiuti, occorre aggiornarsi sulla normativa in essere.

Qui anticipiamo la citazione del decreto legislativo 5 febbraio 1997, n. 22, contenente importanti innovazioni sulla gestione dei rifiuti solidi. Le prime indicazioni in merito evidenziano i seguenti orientamenti.
A) Definizioni:
- *rifiuto*: qualsiasi sostanza od oggetto di cui il detentore si disfi (3) o abbia deciso di disfarsi;
- *gestione*: raccolta, trasporto, recupero e smaltimento di rifiuti;
- *raccolta*: operazione di prelievo, di cernita e/o di raggruppamento dei rifiuti per il loro trasporto;
- *raccolta differenziata*: raccolta idonea a raggruppare i rifiuti urbani in frazioni merceologiche omogenee, compresa la frazione organica umida, destinate al riutilizzo, al riciclaggio e al recupero di materia prima;
- *recupero*: comprende operazioni quali:
  - l'utilizzazione di rifiuti come combustibile per produrre energia;
  - il riciclo/recupero dei metalli e di altre sostanze inorganiche;
  - la rigenerazione o altri reimpieghi degli oli e di solventi;
  - il riciclo delle sostanze organiche in agricoltura;
- *combustibile da rifiuti*: combustibile ricavato dai rifiuti urbani mediante trattamento finalizzato all'eliminazione delle sostanze pericolose per la combustione e a garantire un adeguato potere calorico;
- *compost da rifiuti*: prodotto ottenuto dal compostaggio della frazione organica dei

(3) In particolare, i residui di lavorazioni o di processi industriali e quelli di consumo.

rifiuti urbani nel rispetto di apposite norme tecniche, che, in particolare, ne definiscono i gradi di qualità.
B) Classificazione dei rifiuti in tre categorie:
  I. *Rifiuti urbani*, provenienti da locali e luoghi adibiti a uso di civile abitazione, dallo spazzamento delle strade, da aree verdi (quali giardini, parchi e aree cimiteriali);
  II. *Rifiuti speciali*, derivanti da: lavorazioni industriali e artigianali; attività commerciali e di servizio, attività agricole e agro-industriali; demolizioni e costruzioni; attività di recupero e smaltimento di rifiuti, trattamenti delle acque reflue, abbattimento dei fumi; attività sanitarie; macchinari e apparecchiature obsoleti; veicoli a motore, rimorchi e simili fuori uso.
  III. *Rifiuti pericolosi*, ai sensi della direttiva CE 91/689 e inclusi in apposito allegato. Sono tali i rifiuti provenienti da:
    - produzioni conciarie e tessili;
    - processi chimici inorganici (acidi, soda, ammoniaca, cianuri, pesticidi);
    - processi chimici organici (solventi organici, fondi di distillazione e residui di reazione);
    - produzione e uso di pitture, vernici e smalti vetrati, sigillanti e inchiostri;
    - processi termici (centrali e impianti termici, metallurgie termiche dell'alluminio, del piombo, dello zinco e del rame;
    - lavorazioni e trattamenti superficiali di metalli e plastica;
    - oli esauriti;
    - batterie e accumulatori;
    - costruzioni, demolizioni e scavi che diano luogo a rifiuti pericolosi (ad esempio contenenti amianto);
    - impianti di trattamento rifiuti e acque reflue.
C) A partire dal 1 gennaio 1999 la realizzazione e la gestione di nuovi impianti di incenerimento saranno autorizzate solo se il relativo processo di combustione è accompagnato da recupero energetico.
Sarà inoltre vietato smaltire i rifiuti urbani non pericolosi in regioni diverse da quelle dove gli stessi sono prodotti.
Dal 1 gennaio 2000 si potranno smaltire in discarica solo i rifiuti inerti ed i rifiuti residuati da operazioni di riciclaggio, recupero e incenerimento.
È vietato miscelare categorie diverse di rifiuti pericolosi ovvero rifiuti pericolosi con rifiuti non pericolosi.
I produttori dei rifiuti speciali devono assolvere i propri obblighi con le seguenti priorità:
a) autosmaltimento dei rifiuti;
b) conferimento dei rifiuti a terzi autorizzati;
c) conferimento dei rifiuti ai soggetti che gestiscono il servizio pubblico di raccolta dei rifiuti urbani.
Sono vietati l'abbandono e il deposito incontrollati di rifiuti sul suolo, nel suolo e nelle acque superficiali e sotterranee.
La gestione dei rifiuti è un'attività di pubblico interesse e non deve:
- costituire pericolo per la salute dell'uomo;
- determinare rischi per l'acqua, l'aria, il suolo e per la fauna e la flora;
- danneggiare il paesaggio.

D) Competenze particolari dello *stato*:
- l'individuazione delle iniziative per prevenire la produzione e ridurre le quantità e la pericolosità dei rifiuti;
- le misure atte a razionalizzare la raccolta (anche differenziata), la cernita, il recupero e il riciclaggio dei rifiuti;
- le azioni per favorire il mercato dei materiali recuperati;
- la precisazione delle condizioni di utilizzo del compost.

Per quanto riguarda le *regioni*, le competenze più significative sono:
a) la predisposizione dei piani regionali di gestione dei rifiuti;
b) la regolamentazione delle attività di gestione dei rifiuti, compresa la raccolta differenziata di rifiuti urbani, anche pericolosi.

Alle *province* competono, in particolare:
a) la programmazione e l'organizzazione dello smaltimento dei rifiuti a livello provinciale;
b) il controllo su tutte le attività di gestione dei rifiuti;
c) l'individuazione delle zone idonee alla localizzazione degli impianti di smaltimento e di recupero dei rifiuti urbani (4).

I *comuni* effettuano e disciplinano la gestione dei rifiuti urbani e assimilati.

E) Gestione degli imballaggi (5) e dei rifiuti di imballaggio. Principali criteri informatori di questa attività:
– sviluppo di tecnologie pulite;
– minore utilizzo degli imballaggi;
– produzione di imballaggi riutilizzabili;
– riciclaggio e recupero della materia prima;
– raccolta differenziata e riciclaggio dei rifiuti di imballaggio.

Obiettivi finali del riciclaggio e del recupero dei rifiuti di imballaggio:
a) rifiuti di imballaggi da recuperare come materia o come componente di energia: 50÷65% in peso;
b) rifiuti di imballaggi da riciclare: 25÷45% in peso.

F) Gestione di particolari categorie di rifiuti e precisamente:
1) *beni durevoli* (frigoriferi, surgelatori e congelatori, televisori, computers, lavatrici e lavastoviglie, condizionatori d'aria): divenuti obsoleti, devono essere conferiti alle imprese che gestiscono la raccolta e lo smaltimento dei rifiuti urbani o ad appositi centri di raccolta;
2) *rifiuti sanitari pericolosi*: devono essere smaltiti mediante termodistruzione presso impianti autorizzati;
3) *veicoli a motore* (o loro parti): i proprietari di veicoli destinati alla rottamazione devono consegnarli a un centro di raccolta per la messa in sicurezza, la demolizione, il recupero dei materiali e la rottamazione; in alternativa, i veicoli possono essere consegnati ai concessionari o alle succursali delle case costruttrici;
4) *oli e grassi esausti*: un apposito consorzio provvede a effettuare la raccolta, il trasporto, lo stoccaggio, il trattamento e il riutilizzo degli oli e dei grassi vegetali e animali esausti (6);
5) *beni a base di polietilene*: è istituito un consorzio dei produttori e dei trasformatori di beni in polietilene, avente come obiettivo primario il ritiro di tali beni al termine del ciclo di utilità per avviarli ad attività di riciclaggio e di recupero.

(4) In linea generale, gli *ambiti territoriali ottimali* per la gestione dei rifiuti urbani sono le province. In ogni ambito territoriale ottimale dovrà essere assicurata – nei prossimi anni – una raccolta differenziata dei rifiuti urbani pari al 35% dei rifiuti prodotti.

(5) Definizione di imballaggio: prodotto, composto di materiali di qualsiasi natura, adibito a contenere e a proteggere determinate merci, dalle materie prime ai prodotti finiti.

50.3. COMPOSIZIONE DEI RIFIUTI

La normativa vigente distingue i rifiuti provenienti dagli insediamenti urbani da quelli derivanti da processi produttivi.

Il rifiuto urbano, almeno per quanto si riferisce all'Italia, presenta la composizione media caratteristica sintetizzata nella tab. 50.II.

Tabella 50.II – Composizione media dei rifiuti solidi urbani in Italia.

Materiali	%
Sostanze organiche putrescibili (vegetali, residui cucine, ecc.)	33
Materiali cellulosici (legno, carta, imballaggi, cartone, ecc.)	31
Materiali inerti (vetri, metalli ferrosi e non ferrosi, polveri, ecc.)	23
Materie plastiche (contenitori, sacchi, ecc.)	13

Tale composizione media dà un'idea generale del problema qualitativo dei rifiuti. Quando si debba definire un intervento operativo, occorre condurre analisi approfondite sulla composizione dei rifiuti prodotti nel comprensorio interessato. Per esempio, con riferimento all'Italia settentrionale, la tab. 50.III riporta la composizione caratteristica delle zone centrali di città medie (rifiuto tipo 1), delle zone periferiche di città piccole o medie (rifiuto tipo 2) e delle zone centrali di grandi città (rifiuto tipo 3). I valori rilevati evidenziano le sensibili differenze fra i tre tipi di rifiuti.

Tabella 50.III – Composizione merceologica (espressa in % in peso) di rifiuti solidi urbani di tre insediamenti tipo dell'Italia settentrionale.

Componenti	Rifiuto tipo 1		Rifiuto tipo 2		Rifiuto tipo 3	
	media	min/max	media	min/max	media	min/max
Materiali ferrosi	7	6–8	3	2–3	5	4–7
Carta e prodotti cellulosici	31	25–35	22	20–24	36	34–39
Plastica	12	10–14	10	8–12	12	10–13
Vegetali e putrescibili	31	29–42	49	41–58	18	16–25
Tessuti, legno, gomma e cuoio	6	2–7	4	3–5	5	3–6
Vetro	3	2–6	2	1–5	4	3–5
Inerti	4	3–5	5	4–6	14	11–16
Altri non classificati	6	3–8	5	4–7	6	2–8

(6) Con D.P.R. 23 agosto 1982, n. 691 era già stato istituito il consorzio obbligatorio degli oli usati con il compito di rigenerare gli oli recuperabili e di provvedere all'incenerimento degli altri.

La composizione dei rifiuti urbani varia anche sensibilmente da un paese all'altro: per esempio, i rifiuti rappresentativi degli stati nord-europei sono più ricchi di materiali cellulosici e plastici di quelli italiani.

In vista di un intervento operativo, occorre anche conoscere le proprietà fisico-chimiche dei rifiuti da smaltire. La tab. 50.IV fornisce i valori dei principali parametri caratteristici dei rifiuti solidi urbani italiani.

I rifiuti industriali presentano invece tipologie tipiche dei settori di provenienza.

In linea di massima, essi possono essere così classificati:
- rifiuti e scarti di lavorazione dell'industria manifatturiera;
- fanghi da trattamenti di depurazione delle acque;
- rifiuti assimilabili agli urbani, derivanti da uffici, mense, spedizioni, ecc.

Tabella 50.IV – Principali caratteristiche dei rifiuti solidi urbani italiani.

Sostanze combustibili	30÷40%
Umidità	40÷50%
Potere calorifico inferiore:	
kcal/kg	1200÷2500
kJ/kg	5000÷10000
Massa volumica in mucchio:	
kg/m³	100÷200

La maggior parte dei rifiuti proviene dai cicli di lavorazione: in alcuni settori (legno, materiali da costruzione, gomma, materie plastiche) essi costituiscono circa il 90% dei quantitativi totali.

Solo in alcuni settori risulta preminente il peso dei fanghi provenienti da impianti di trattamento di acque di scarico: citiamo, in particolare, i settori tessile, delle pelli, chimico, cartario, nei quali il peso dei fanghi rispetto ai quantitativi totali di rifiuti varia dal 50% al 60%.

I rifiuti assimilabili agli urbani sono in genere presenti in tutti gli stabilimenti industriali, ma in quantitativi di modesta entità, fatta eccezione per alcune industrie, come quella alimentare.

50.4. LA GESTIONE DEI RIFIUTI SOLIDI

Le funzioni essenziali che intervengono nella gestione dei rifiuti solidi sono:
- la raccolta o conferimento;
- il trasporto;
- il trattamento;
- la destinazione finale.

Nella fig. 50.1 sono riportate schematicamente le fasi decisionali che si devono affrontare nella pianificazione della gestione dei rifiuti, siano essi urbani o industriali.

Il primo punto da definire è il sistema di conferimento, strettamente collegato alla tipologia del rifiuto ed alle modalità di prelievo e trasporto.

Il rifiuto urbano è generalmente raccolto in sacchi di polietilene (a perdere), della capacità di 30÷60 litri nel caso di abitazioni unifamiliari e di 110 litri nel caso di condomini, oppure accumulato in contenitori (metallici, in vetroresina o in plastica) della capacità di 1÷2 m³: tali contenitori, correntemente denominati cassonetti, sono in genere ubicati in posizioni prestabilite di ogni quartiere urbano e ad essi i rifiuti vengono conferiti da parte degli utenti (percorrenze massime: 50÷100 m).

I rifiuti solidi industriali derivanti dalle lavorazioni produttive sono di solito raccolti in contenitori metallici, mentre i rifiuti fangosi o melmosi sono accumulati in vasche stagne o in contenitori metallici a tenuta. Il rifiuto assimilabile al rifiuto urbano viene raccolto con modalità analoghe a quest'ultimo. Particolarmente importante è, nel caso del rifiuto industriale, un preventivo studio sui trasporti interni di stabilimento, volto a definire l'ubicazione ottimale dei centri interni di raccolta e di stoccaggio. Considerando che i costi della raccolta e del trasporto incidono mediamente per il 70÷80% sul costo dello smaltimento dei rifiuti, è evidente l'opportunità di ottimizzare queste due funzioni.

Con riferimento ai rifiuti urbani, i prelievi avvengono in genere quotidianamente (6 giorni su 7) o a giorni alterni.

I sacchi di polietilene sono di solito trasportati mediante motocarri o autocarri leggeri (anche perché il sistema di raccolta in sacchi è adottato nei centri storici o comunque non accessibili a veicoli di grandi dimensioni) fino a località prestabilite, dove i rifiuti vengono scaricati su autocarri pesanti o semitrailer di elevata capacità (fig. 50.2.a), attrezzati per effettuare una compattazione dei rifiuti stessi; altre volte, i rifiuti sono scaricati dentro appositi container, compattati e successivamente prelevati da motrici che provvedono a trasportarli a destinazione (figg. 50.2.b–.c).

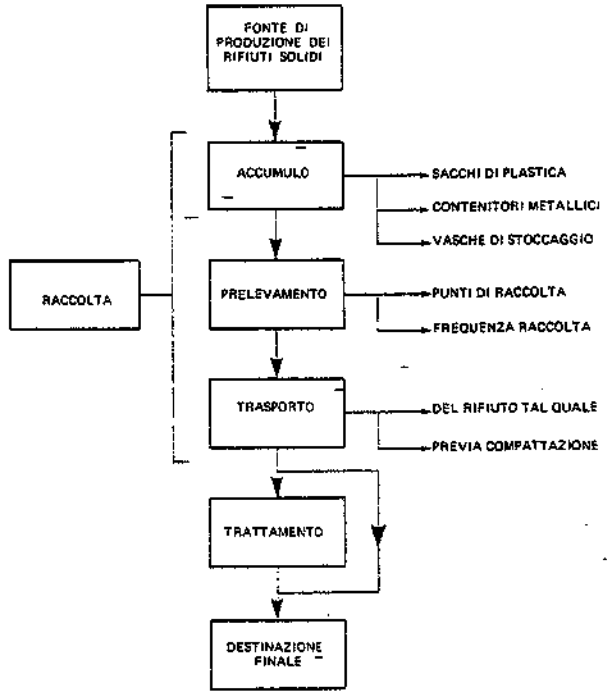


Fig. 50.1 – Operazioni connesse alla gestione dei rifiuti solidi.

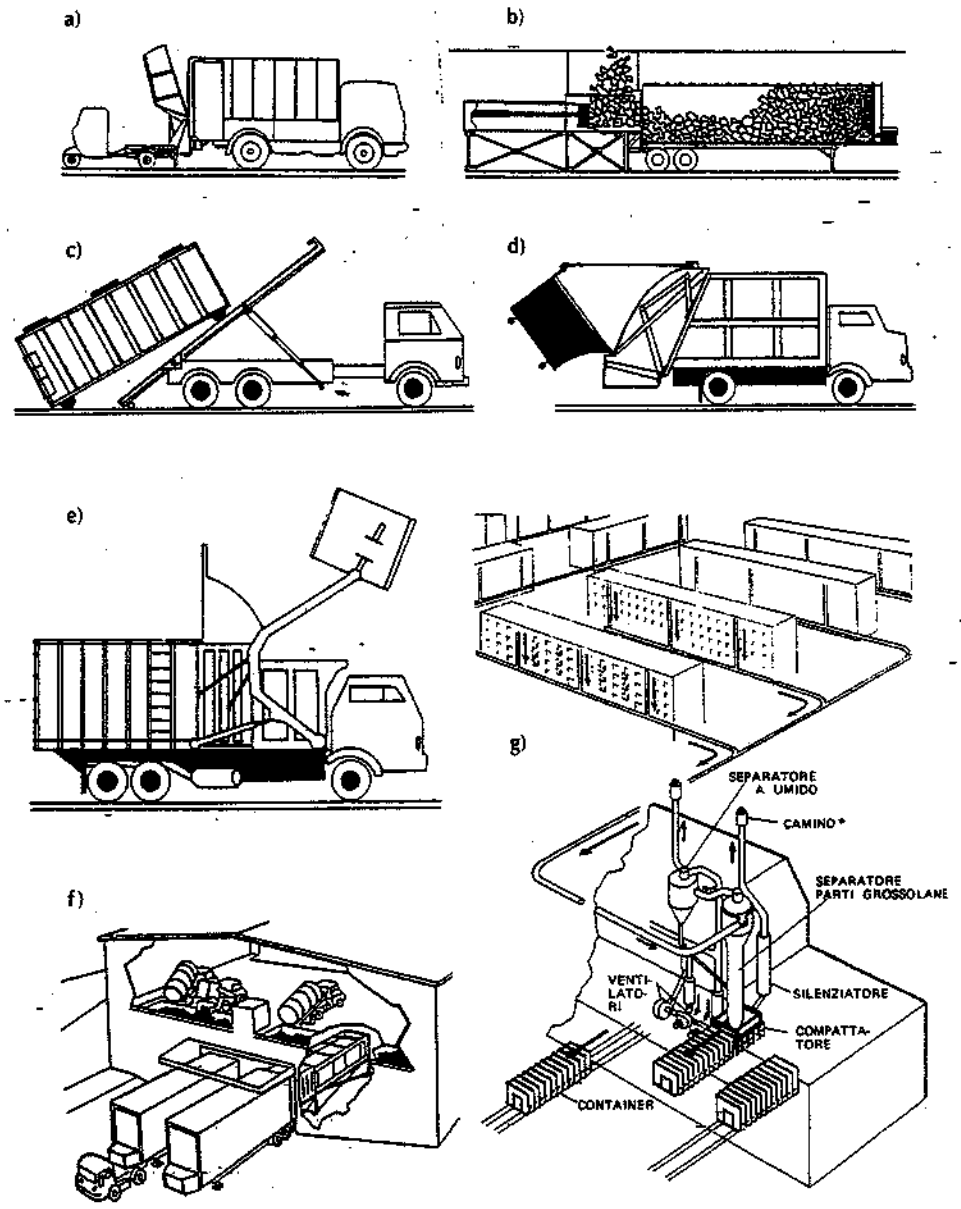


Fig. 50.2 – Alcune modalità di trasporto dei rifiuti solidi urbani.

– I contenitori "di zona" o cassonetti sono vuotati sul posto da appositi autocarri di elevata capacità, anch'essi in grado di effettuare la contemporanea compattazione dei rifiuti (figg. 50.2.d–.e).

La compattazione dei rifiuti, cui sopra si è fatto cenno, aumenta il peso specifico in mucchio dei rifiuti stessi da 0,1÷0,2 t/m^3 a 0,4÷0,8 t/m^3, consentendo di ridurre il volume ed i costi del trasporto successivo.

Quando la distanza fra i punti di produzione dei rifiuti e l'impianto di smaltimento è notevole, si realizzano stazioni di trasferimento intermedie presso le quali i rifiuti vengono compattati ed eventualmente anche frantumati; quindi caricati su veicoli veloci (carri ferroviari, autotreni, ecc.) e trasportati alla destinazione prestabilita (fig. 50.2.f).

Sono stati anche realizzati impianti di raccolta e trasporto dei rifiuti con sistemi pneumatici: la fig. 50.2.g esemplifica un sistema di raccolta e trasporto pneumatico dei rifiuti solidi urbani fino ad un centro di raccolta dove si provvede alla loro compattazione e quindi all'allontanamento tramite mezzi stradali e ferroviari.

Il trattamento dei rifiuti costituisce il punto chiave della gestione dei rifiuti solidi e deve essere risolto a seguito di uno studio di fattibilità e di convenienza dei vari sistemi di smaltimento adottabili in relazione alle caratteristiche del rifiuto da trattare.

Non è infatti pensabile una soluzione generalizzata per i rifiuti urbani e industriali, caratterizzati da proprietà in genere diverse; né esiste un'unica soluzione ottimale per i rifiuti urbani e una per i rifiuti industriali. In realtà, vi sono più soluzioni possibili per gli uni e per gli altri, da scegliere fra quelle di seguito descritte o come combinazione di alcune di esse.

In linea generale, la scelta dello smaltimento razionale deve tenere conto dei fattori economici, ecologici, energetici (7). Questi fattori sono strettamente interconnessi e la tecnica di smaltimento ottimale è quella che li soddisfa tutti e tre nel miglior modo possibile.

La destinazione finale dei rifiuti, ovvero di quello che resta dopo il loro trattamento, è strettamente legata alla tecnica adottata e risulterà ovvia o sarà precisata nella descrizione delle singole tecniche di smaltimento.

50.5. TECNICHE DI SMALTIMENTO DEI RIFIUTI URBANI

1. Discarica non controllata

Se pur vietato, è purtroppo un sistema di smaltimento ancora diffuso in Italia: i rifiuti vengono abbandonati in località quasi sempre inadatte, dove subiscono un lungo e lento processo di trasformazione naturale. Gli inconvenienti igienici, ecologici, estetici che ne derivano sono evidenti. Per non parlare della diffusa pratica della cernita manuale effettuata abusivamente fra le immondizie a cielo aperto al fine di

(7) Prescindiamo qui da ogni pur valida considerazione in merito a politiche che semplifichino il problema a monte, vale a dire che favoriscano l'utilizzazione di prodotti e l'impiego di tecnologie caratterizzati da una minor produzione di scarti e rifiuti. Obiettivo, questo, perseguito – come si è detto – dalle direttive europee e presente nell'emanando decreto legislativo sui rifiuti solidi.

recuperare materiali ancora utilizzabili: cernita che si svolge in condizioni igieniche inaccettabili.

Parimenti da abolire sono, per i centri costieri, gli scarichi dei rifiuti in mare aperto.

II. Discarica controllata

La discarica controllata (o, con terminologia anglossasone, *sanitary landfill*) consiste nello smaltimento dei rifiuti, secondo precise indicazioni, in aree scelte alla luce di considerazioni di natura geologica, igienica, urbanistica e paesaggistica.

Per la formazione di tali discariche si ricorre sovente a cave esaurite o a fosse naturali; altre volte si adotta la tecnica del sovralzo: strati di rifiuti alternati a strati di terreno vengono disposti a formare avvallamenti e colline (figg. 49.21 e 50.4).

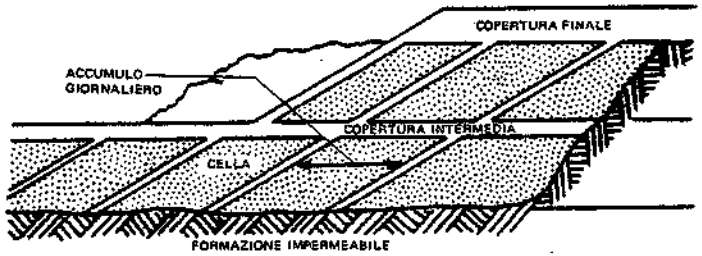


Fig. 50.3 – Costituzione tipica di un sanitary landfill.

I criteri da seguire nella formazione di una discarica controllata sono:

a) i rifiuti giornalmente accumulati e compattati (spessori massimi 2÷2,50 m) devono essere ricoperti con uno strato di terra rullata dello spessore di 15÷20 cm (fig. 50.3);
b) lo strato di copertura finale deve avere uno spessore minimo di 0,60 m;
c) fra discarica e centri abitati devono sussistere una distanza e una disposizione reciproca rispetto ai venti dominanti che impediscano agli odori, alle polveri, alla carta ed alla plastica di raggiungere, durante le operazioni di scarico e messa in sito, gli insediamenti urbani;
d) ogni accorgimento va preso per evitare l'inquinamento chimico e microbiologico delle acque di falda e superficiali: tale contaminazione deriva dall'effetto dilavante delle acque meteoriche sui rifiuti depositati, dallo scolo dei liquami da essi prodotti e dalla diffusione di gas sviluppati a seguito della loro decomposizione (principalmente anidride carbonica e metano).

Quest'ultimo inconveniente si evita con un accurato studio idro-geologico della zona da utilizzare e osservando le seguenti precauzioni:

– scelta di terreni distanti da acque superficiali o con caratteristiche di impermeabilità affidabili (evitando, per esempio, i terreni calcarei a favore di quelli argillosi);
– installazione di teloni di plastica – spessore 1 o 2 mm – sulla base e sui fianchi della discarica, nonché come copertura finale della stessa a riempimento ultimato (fig. 50.4);
– formazione, con la terra di riporto, di superfici leggermente inclinate per facilitare il deflusso delle acque meteoriche;
– predisposizione di un idoneo drenaggio per asportare le acque di dilavamento ed i liquami;

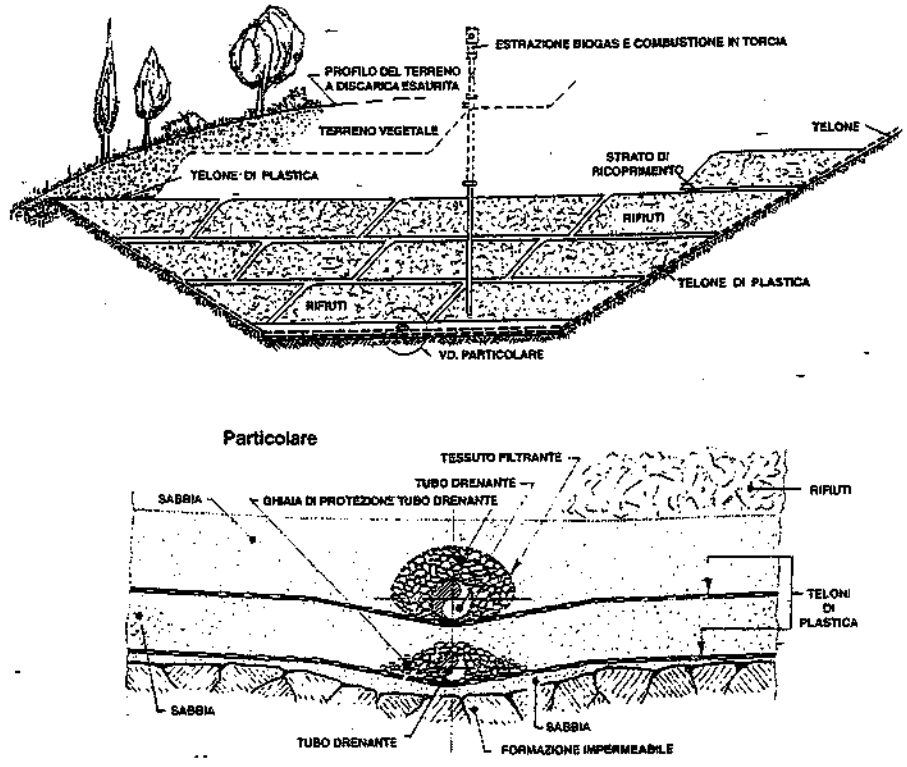


Fig. 50.4 – Sezione trasversale di una discarica per rifiuti solidi urbani.

– trattamento dei percolati prima dello scarico;
– installazione di dispositivi per la captazione ed il recupero del biogas; nel caso in cui non risulti praticabile una utilizzazione energetica del biogas captato, questo deve essere bruciato in loco mediante torce, preferibilmente ad accensione automatica (8);

Esaurita la capacità della discarica, il sito interessato può essere recuperato – dopo un periodo di alcuni anni – destinandolo a verde pubblico, parcheggi, campi da gioco, ecc.

Il sanitary landfill è tecnicamente il metodo di smaltimento più semplice e flessibile. Inoltre, richiede modesti costi di impianto e di esercizio e risolve in modo igienicamente valido il problema dello smaltimento dei rifiuti (naturalmente a condizione che siano osservate le prescrizioni ecologiche in merito alla formazione della discarica).

(8) I dispositivi di smaltimento del biogas devono essere mantenuti in esercizio anche dopo la chiusura della discarica.

Per contro, presenta i seguenti svantaggi:
- necessità di aree molto vaste e distanti dai centri abitati;
- perdita indiscriminata dei prodotti "riciclabili" presenti nei rifiuti;
- pericolo di dispersione di carta, plastica, odori, vapori e gas (questi ultimi in parte tossici o nocivi).

Un miglior sfruttamento degli spazi disponibili può essere ottenuto con la frantumazione preliminare del rifiuto e/o con la sua compattazione: queste soluzioni hanno avuto in alcuni paesi notevoli sviluppi.

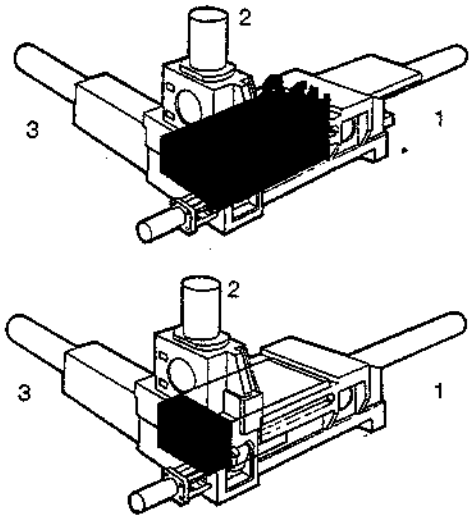
La già citata deliberazione del comitato interministeriale 27 luglio 1984 classifica le discariche in relazione al tipo di rifiuti stoccati e precisamente:

1) *discariche di prima categoria*, destinate ai rifiuti solidi urbani ed assimilati, nonché ai fanghi non tossici e nocivi provenienti da impianti di depurazione delle acque di scarico urbane o aventi caratteristiche analoghe;
2) *discariche di seconda categoria, tipo A*, possono esservi smaltiti rifiuti inerti, quali materiali da costruzione o provenienti da demolizioni, vetri, ecc.;
3) *discariche di seconda categoria, tipo B*, per rifiuti speciali derivanti da attività produttive;
4) *discariche di seconda categoria, tipo C*, destinate a rifiuti tossici e nocivi aventi determinate caratteristiche di pericolosità (sono esclusi quelli ospedalieri, infiammabili, liquidi od in grado di reagire con acqua o acidi e basi sviluppando gas e vapori tossici);
5) *discariche di terza categoria*, per i rifiuti tossici e nocivi più pericolosi (9).

Per ogni tipo di discarica sono precisati i requisiti costruttivi e gestionali da rispettare. In particolare, l'ubicazione, le caratteristiche geologiche e geotecniche della località, la captazione del percolato, lo smaltimento del biogas, l'esercizio, la sistemazione finale dell'area. Ovviamente, all'aumentare della pericolosità dei rifiuti le prescrizioni risultano più severe: basti dire che, nel caso delle discariche di terza categoria, i rifiuti devono essere contenuti in recipienti a chiusura ermetica, sigillati e posati in bacini di cemento armato; gli impianti devono essere recintati, protetti da sistemi di allarme ed antincendio, presidiati 24 ore su 24.

III. Compressione

Questa tecnica consiste nella pressatura dei rifiuti in blocchi parallelepipedi (fig. 50.5), al fine di ridurne il volume iniziale e facilitarne il trasporto. La com-



1-2-3: Prima, seconda e terza compressione.

Fig. 50.5 – Compressione di rifiuti solidi in blocchi parallelepipedi.

(9) In Italia, le popolazioni oppongono forti resistenze all'apertura di queste discariche; tanto è vero che conviene pre-trattare i rifiuti pericolosi "inertizzandoli", in modo da renderli accettabili nelle discariche di seconda categoria, tipo B o C.

pressione dei rifiuti prolunga in sostanza la vita utile delle discariche e riduce i costi di trasporto.

Un particolare sistema di compressione prevede il rivestimento dei blocchi di rifiuti con rete metallica e la successiva immersione in miscela bituminosa (fig. 50.6): in tal modo, i blocchi resistono meglio agli agenti esterni e possono essere messi in discarica senza altra ricopertura.

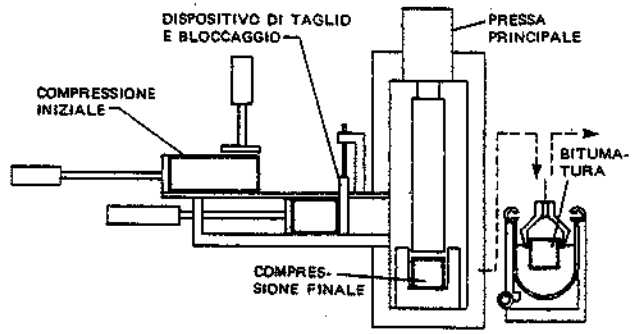


Fig. 50.6 – Schema del ciclo di compattazione dei rifiuti solidi con rivestimento bituminoso finale.

Il processo si presta anche per lo smaltimento di taluni rifiuti industriali. Il suo costo, però, è tutt'altro che trascurabile, anche per gli oneri derivanti dal necessario trattamento dei liquami che si producono in conseguenza della compressione dei rifiuti. Pertanto, l'adozione di questo processo va preventivamente confrontata con i risparmi che esso consente nel costo dei trasporti, tenendo inoltre conto dell'eventuale impiego dei blocchi compressi per opere pubbliche (in quest'ultima evenienza non si può escludere a priori che, con il tempo, il rivestimento esterno si deteriori, con conseguenti pericoli di inquinamento del suolo da parte dei rifiuti).

IV. Incenerimento

L'incenerimento consiste nella riduzione in scorie (scorificazione) dei rifiuti solidi per combustione controllata al fine di ottenere un residuo stabile ed inerte.

La fig. 50.7 riporta lo schema dei forni più correntemente impiegati per l'incenerimento dei rifiuti solidi urbani. Essi sono:
- forni a griglia fissa (fig. 50.7.a), adatti per piccoli impianti a conduzione manuale (potenzialità massima 200 kg di rifiuti/ora per unità);
- forni a griglia mobile (fig. 50.7.b), cioè con avanzamento automatico dei rifiuti in fase di combustione: si impiegano per potenzialità variabili da 200 a 20.000 kg di rifiuti solidi all'ora per forno.

Inoltre, si utilizzano – anche per i rifiuti solidi – i forni a cilindro rotante ed a letto fluido già considerati per l'incenerimento dei fanghi (figg. 49.19 e 49.20).

La scelta del forno dipende essenzialmente dalla quantità di rifiuti da incenerire e dal potere calorifico degli stessi.

A quest'ultimo proposito, precisiamo che interessa il potere calorifico inferiore (pci) determinato su campioni essiccati in corrente d'aria a circa 100°C. Alla luce di tale parametro, si può considerare la seguente classificazione dei rifiuti:

- pci > 3000 kcal/kg (12 MJ/kg): il rifiuto costituisce un vero e proprio combustibile (difficilmente però i rifiuti urbani superano 2500 kcal/kg ≈ 10 MJ/kg);
- pci = 1500÷3000 kcal/kg (6÷12 MJ/kg): il rifiuto brucia senza alcun apporto di calore esterno;
- pci = 1000÷1500 kcal/kg (4÷6 MJ/kg): per bruciare senza apporto di calore esterno, si devono adottare accorgimenti particolari;
- pci < 1000 kcal/kg (4 MJ/kg): non è più possibile l'autocombustione del rifiuto.

La fig. 50.8 riporta lo schema di un impianto-tipo per l'incenerimento di rifiuti solidi. Sono visibili:
- la fossa per la raccolta dei rifiuti;
- il carroponte con benna per il caricamento del forno;
- la tramoggia di carico;

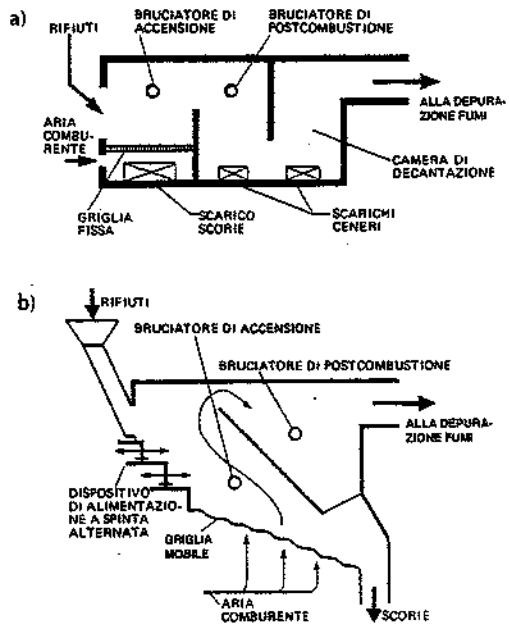


Fig. 50.7 – a) schema di forno a griglia fissa; b) schema di forno a griglia mobile.

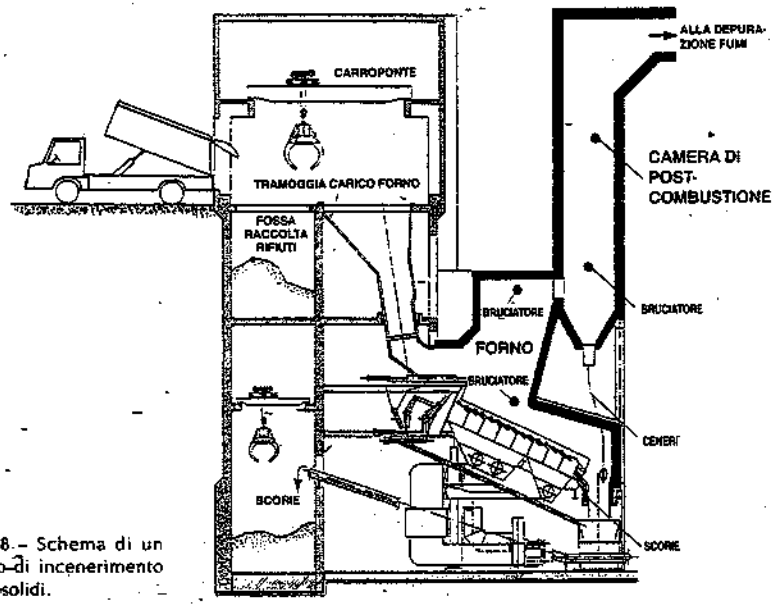


Fig. 50.8 – Schema di un impianto di incenerimento di rifiuti solidi.

- la camera di combustione con la griglia mobile;
- i bruciatori di accensione e di combustione;
- la camera di postcombustione e relativo bruciatore;
- lo scarico delle scorie, la cui destinazione finale è la discarica controllata, eventualmente previo recupero delle parti ferrose.

La tecnica di incenerimento del rifiuto *tout venant* consente i seguenti vantaggi:
- riduzione dell'80÷90% del volume dei rifiuti;
- distruzione delle componenti tossico-nocive e dei microrganismi patogeni;
- neutralizzazione delle componenti putrescibili.

Presenta, per contro, i seguenti svantaggi:
- notevoli costi di investimento e di esercizio;
- presenza nelle emissioni gassose di composti tossici derivati (dato che i rifiuti contengono materie plastiche clorurate), per cui occorrono sistemi di depurazione dei fumi altamente efficienti (sistemi peraltro disponibili sul mercato, con possibilità di controllare in tempo reale la loro efficacia);
- notevoli problemi di corrosione nei gruppi termici;
- distruzione di materiali riciclabili.

Inoltre, la variabilità della qualità e delle proprietà chimico-fisiche dei rifiuti provoca fluttuazioni dei regimi di combustione, i quali condizionano il corretto funzionamento delle unità di incenerimento.

Anche per gli impianti destinati all'incenerimento dei rifiuti il legislatore italiano ha prescritto delle condizioni vincolanti alla installazione ed alla gestione; tra le più importanti si ricordano:

1) potenzialità minima dell'impianto: 100 t/giorno di rifiuti (se con più linee in parallelo, ciascuna deve avere potenzialità almeno pari a 50 t/giorno);
2) inceneritori dotati di camera secondaria di combustione (camera di post-combustione) che rispetti i seguenti valori operativi:
   - tenore di ossigeno: ≥ 6% in volume
   - velocità media dei gas: ≥ 10 m/s
   - tempo di contatto: ≥ 2 s
   - temperatura dei fumi: > 950°C (10).

La prima condizione è evidentemente ispirata dalla necessità di evitare il proliferare di piccoli impianti di incenerimento la cui gestione è costosa e poco controllabile; la temperatura di almeno 950°C è richiesta al fine di eliminare i prodotti tossici organici della combustione, quali diossine e furani (11).

È infine necessario sottolineare che il residuo risultante dall'incenerimento, correntemente individuato con il termine "scorie", deve essere inviato in discariche di seconda categoria, tipo B. Sono invece tossici e nocivi – per la presenza di metalli pesanti quali Cd, Hg, Cu, Zn e, potenzialmente, di sostanze organiche policlorurate (PCDD e PCDF) – le polveri ed i fanghi residui dopo la depurazione dei fumi a valle degli inceneritori: devono quindi essere destinati alle discariche di seconda categoria, tipo C. Stante la cronica carenza di quest'ultimo tipo di discariche, si devono inertizzare polveri e fanghi (mediante additivazione di leganti quali cemento o calce) per poterli smaltire nelle discariche di seconda categoria, tipo B.

(10) Tale temperatura deve superare i 1200°C per i rifiuti urbani, speciali e tossico-nocivi con un contenuto in cloro organico superiore al 2%.

(11) Trattasi di sottoprodotti dell'incenerimento a bassa temperatura; si formano sui 300-400°C e vengono distrutti a 700-800°C.

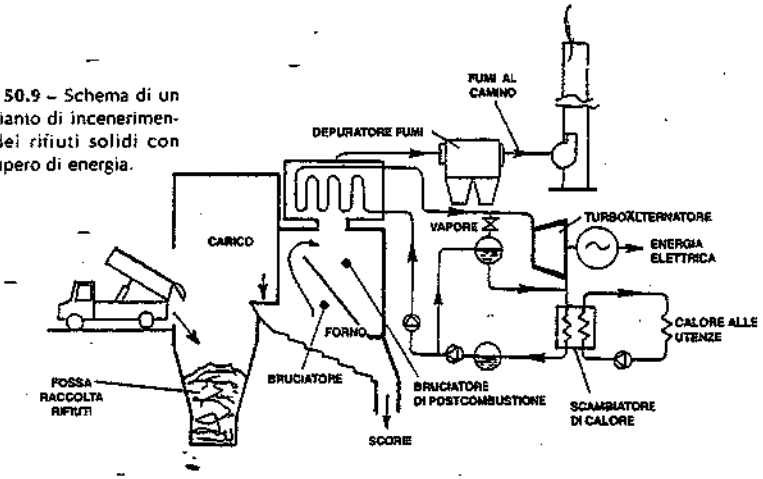


Fig. 50.9 – Schema di un impianto di incenerimento dei rifiuti solidi con recupero di energia.

V. Incenerimento con recupero di energia

Negli impianti di maggiore potenzialità, l'incenerimento dei rifiuti è accoppiato a un recupero dell'energia disponibile per produrre calore e/o energia elettrica (fig. 50.9).

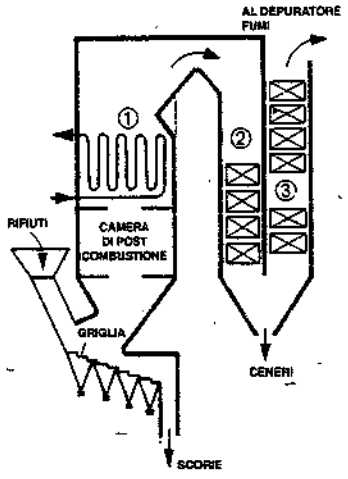
Tale recupero è ottenuto con caldaie (fig. 50.10) che sfruttano l'energia termica dei fumi per produrre vapore, con il quale si può produrre energia elettrica e/o alimentare utenze industriali e civili.

Per un corretto funzionamento del recupero è necessario che l'utilizzazione abbia un ciclo di assorbimento continuo, ed è questa la difficoltà che può condizionare il recupero di energia.

Paradossalmente, può infatti accadere che la quantità di energia (termica od elettrica) producibile non trovi una integrale utilizzazione in termini economicamente proponibili.

È tipico il caso del riscaldamento centralizzato di agglomerati urbani, effettuato utilizzando l'energia termica prodotta con la combustione dei rifiuti: caso in cui la stagionalità dell'utilizzazione impone l'adozione di un'apparecchiatura per lo smaltimento in atmosfera del calore di supero.

In linea di massima, da 1 kg di rifiuti si ottiene almeno 1 kg di vapore. Nel caso della generazione di energia elettrica, in impianti di discreta potenzialità (200-250 tonnellate di rifiuti al giorno) può essere mediamente prodotto 1 kWh per ogni 2,5÷4 kg di rifiuti inceneriti: ovviamente, il costo di esercizio e di ammortamento della parte di impianto che presiede alla trasformazione del vapore in energia elettrica, e quindi il costo unitario di quest'ultima, va comparato con le tariffe che l'ENEL è disposta a pagare per tale energia.



1. Evaporatore – 2. Surriscaldatore – 3. Economizzatore.

Fig. 50.10 – Forno di incenerimento con caldaia di recupero a vapore.

A fronte degli svantaggi sopra esposti, il recupero di energia termica od elettrica – equamente "vendibile" – costituisce l'aspetto positivo della tecnica di smaltimento in esame, consentendo anche una riduzione dei costi di esercizio.

Ma lo smaltimento dei rifiuti mediante incenerimento e recupero di energia è andato assumendo un interesse crescente anche per i seguenti motivi:

- la migliorata efficienza dei sistemi di depurazione dei fumi e la possibilità di un controllo in tempo reale della efficacia di tali filtri (12);
- il sistema dell'incenerimento consente di smaltire anche i rifiuti tossici e nocivi e di distruggere microrganismi patogeni, fitofarmaci, diossine e furani contenuti nei rifiuti in ingresso;
- le ceneri e le scorie residue rappresentano meno del 15÷20% del volume dei rifiuti introdotti nei forni e quindi le annesse discariche (sempre necessarie) hanno una durata più lunga (13).

VI. Pirolisi

La pirolisi è un processo che provoca la decomposizione chimico-fisica di una sostanza. Applicata ai rifiuti urbani, essa è paragonabile a una distillazione a temperature variabili da 700° a 1600°C in difetto d'aria.

L'alta temperatura produce la scissione dei prodotti solidi in frazioni la cui composizione ed il cui stato chimico dipendono dalle caratteristiche del prodotto pirolizzato; la carenza di ossigeno comburente impedisce la totale combustione dei prodotti derivati.

In particolare, si possono formare:

- una fase gassosa, costituita essenzialmente da idrogeno, metano, ossido di carbonio, anidride carbonica;
- una fase liquida, contenente composti a medio-basso peso molecolare quali acqua, metanolo, acido acetico, acetone, esteri;
- una fase solida, costituita da un residuo contenente vetro, metalli, carbonio e tutte le altre sostanze non demolibili contenute nel rifiuto di partenza.

In fig. 50.11 sono schematizzati alcuni impianti di pirolisi già realizzati su scala reale.

Il sistema di fig. 50.11.a prevede l'impiego di aria e dà luogo alla produzione di gas combustibile avente un basso potere calorifico in quanto diluito dall'azoto dell'aria comburente.

In fig. 50.11.b è schematizzato un sistema di pirolisi con aria fortemente preriscaldata; la temperatura nella parte inferiore del reattore assicura la formazione di scorie vetrose fuse.

Il processo di fig. 50.11.c prevede la pirolisi dei rifiuti, preventivamente frantumati, con ossigeno puro; con tale tecnologia i gas combustibili prodotti non sono diluiti con azoto e pertanto possono raggiungere poteri calorifici più elevati.

Sia i quantitativi delle tre frazioni suddette, sia i rispettivi poteri calorifici sono

(12) Va da sé che i nuovi impianti di depurazione fumi ad alta efficienza (comprendenti – ad esempio – denitrificazione e adsorbimento di microinquinanti mediante filtri a tessuto previa immissione nei fumi di calce, carbone attivo, ecc.) possono essere installati anche presso impianti di incenerimento realizzati in passato.

(13) Se, come avviene in alcune nazioni europee, è possibile riutilizzare, anche solo in parte, le scorie prodotte dalla termocombustione (citiamo, a titolo di esempio, l'impiego come sottofondo stradale), il volume dei residui si riduce ulteriormente.

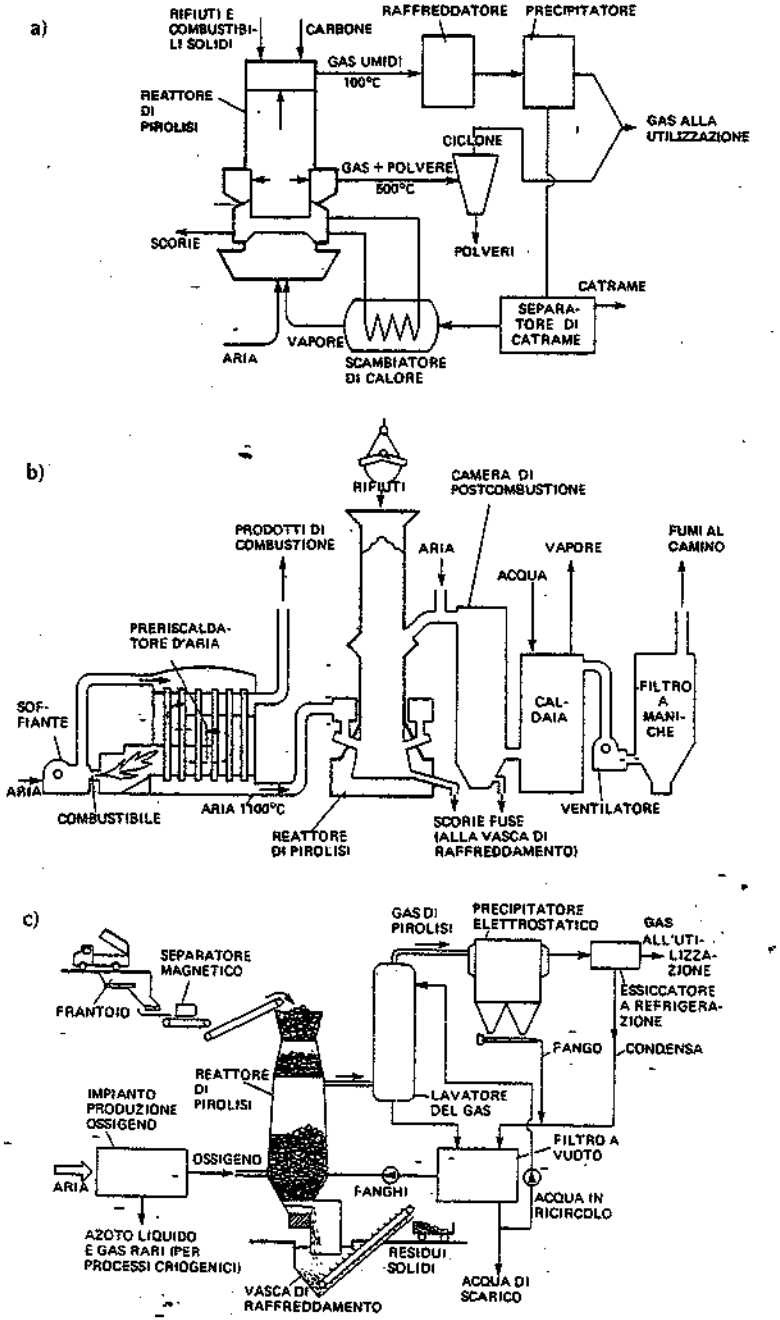


Fig. 50.11 – Schemi di processi di pirolisi per lo smaltimento di rifiuti solidi: a) sistema Pyrogas; b) sistema Torrax; c) sistema Purox.

fortemente influenzati dai parametri tipici della reazione di piroscissione: in particolare, temperatura e tempo di reazione.

I valori minimi dei poteri calorifici si aggirano intorno a 4÷12 MJ/m³ per il combustibile gassoso e 16÷20 MJ/kg per il combustibile liquido.

I prodotti della pirolisi possono avere destinazioni economicamente interessanti, quali: azionamento di turbine a gas, produzione di vapore, immissione nelle reti di distribuzione di gas combustibili.

I vantaggi della pirolisi sono essenzialmente dovuti all'assenza di emissioni inquinanti, ai minimi volumi di residui da smaltire ed alla altissima stabilità chimico-fisica delle scorie (quando siano prodotte allo stato vetroso).

D'altra parte, lo svantaggio più evidente è la complessità dell'impianto, assimilabile a un vero e proprio impianto chimico. Anche per un impianto di pirolisi, infatti, sono necessari materiali di qualità (a causa delle elevate temperature di esercizio) ed apparecchiature di controllo e sicurezza.

VII. Trasformazione in "compost"

La trasformazione dei rifiuti urbani in *compost* ("compostaggio") consiste in un processo di fermentazione e stabilizzazione delle sostanze organiche per azione di microrganismi presenti nei rifiuti o che possono essere loro addizionati. In altre parole, le trasformazioni in compost avvengono attraverso una fermentazione aerobica per opera di batteri mesofili e termofili e di funghi.

A seguito del processo di stabilizzazione, il materiale presenta caratteri organolettici simili a quelli dell'*humus*. Pertanto, il materiale compostato assicura, nel terreno, un'azione preventiva delle erosioni per azione meteorica, un aumento della permeabilità e una migliore conservazione dell'umidità.

Al processo di stabilizzazione si accompagna una riduzione della carica batterica iniziale dei rifiuti (germi patogeni), soprattutto per l'azione termica conseguente al calore che si sviluppa nel processo di trasformazione in presenza di ossigeno.

Il processo (fig. 50.12) avviene a ciclo continuo o discontinuo, generalmente in cilindri ad asse orizzontale in lenta rotazione, detti omogeneizzatori.

In tali cilindri il materiale subisce un rimescolamento che si prolunga per molte ore e provoca la comminuzione delle sostanze organiche. In essi, inoltre, si immette l'aria occorrente per le trasformazioni aerobiche, vale a dire per l'attività delle colonie microbiche contenute nei rifiuti; attività che provoca una specie di processo di "combustione" a spese delle sostanze organiche più facilmente ossidabili per via biologica; conseguentemente, la temperatura dell'intera massa di prodotto contenuta nell'omogeneizzatore sale a 60°÷70°C favorendo la proliferazione dei batteri e dei funghi. Inoltre, si sviluppa anidride carbonica che determina nella massa un ambiente moderatamente acido e quindi atto ad impedire fenomeni di putrefazione. La trasformazione delle sostanze organiche in acidi umici può essere accelerata inoculando ceppi batterici selezionati nel materiale in fermentazione dentro l'omogeneizzatore.

All'uscita dal cilindro il materiale organico viene separato dal resto mediante macchine adatte e disposto all'aria aperta, in cumuli lunghi a volontà aventi sezione trapezia (orientativamente, la base è di circa 3 m, l'altezza di 2÷2,50 m) rimescolati periodicamente con mezzi meccanici perché si raggiunga uno stadio di umificazione sufficientemente avanzato.

Il tempo totale del processo di trasformazione è di alcuni mesi con il metodo naturale e di un mese, o anche meno, con il metodo artificiale.

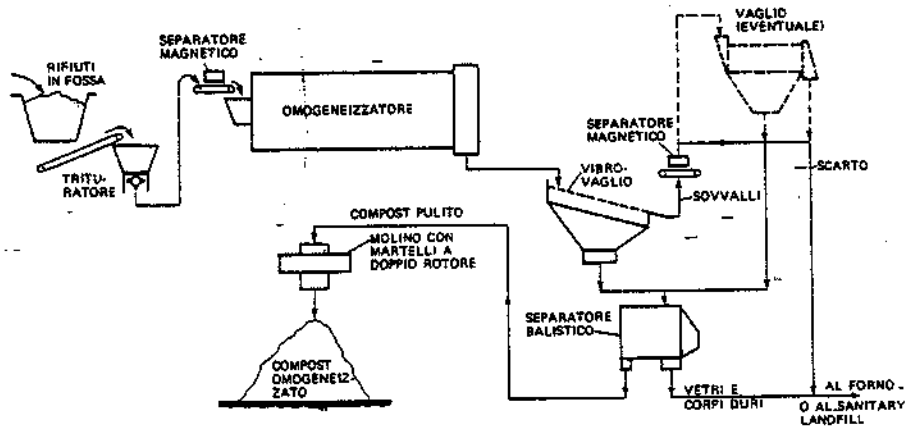


Fig. 50.12 – Schema di processo per la trasformazione di rifiuti solidi in compost. Le fasi "produttive" ai fini di tale trasformazione sono l'omogeneizzazione (con eventuale inoculazione di ceppi batterici dall'esterno per accelerare la fermentazione delle parti organiche) e la maturazione in aia.

L'ottimizzazione del processo si ottiene mediante il controllo dei seguenti parametri:
- dimensioni del rifiuto (una preventiva triturazione dei rifiuti favorisce la fermentazione);
- umidità e peso specifico in mucchio del rifiuto;
- rapporto fra carbonio e azoto (14);
- temperatura;
- pH;
- grado di maturazione finale (15).

Ovviamente, la presenza di sostanze estranee nel prodotto finale della trasformazione pregiudica sia il valore intrinseco, sia la possibilità di impiego dello stesso. Pertanto, le sostanze inorganiche e le materie plastiche dovrebbero essere preventivamente separate da quelle organiche.

Se possibile, la classificazione dovrebbe avvenire già alla fonte, sensibilizzando i "produttori di rifiuti" al fine di mantenere separata la componente organica da quella inorganica: ciò può essere più facilmente realizzato in piccoli insediamenti urbani o in comunità agricole; più difficilmente nei grandi centri abitati. Qui, pertanto, il problema va in genere affrontato per mezzo di impianti di classificazione del rifiuto *tout venant*.

La fig. 50.13 riporta lo schema a blocchi di due possibili cicli di produzione di compost.

(14) Il rapporto ottimale N/C si aggira intorno a 1/15÷1/25; talvolta, il prodotto ottenuto viene arricchito con componenti inorganici contenenti P, N, K.

(15) È dimostrato che un compost non perfettamente trasformato, disperso nel terreno, completa la maturazione a spese delle sostanze nutritizie presenti nel terreno stesso, producendo un impoverimento difficilmente rimediabile.

Dall'esame dei due cicli si rileva che: può esserci o meno una frantumazione preliminare del rifiuto; sono sempre necessarie una vagliatura per allontanare la parte organica dalla inorganica e una separazione magnetica dei materiali ferrosi.

In molti impianti è pure prevista la separazione dei vetri, cocci e residui pesanti in genere, della plastica (la quale degrada solo in tempi lunghissimi) e dei materiali metallici non ferrosi.

È importante considerare la possibilità (e la convenienza) di introdurre in un impianto di compostaggio dei rifiuti solidi i fanghi provenienti dagli impianti di depurazione delle acque nere, preventivamente trattati e disidratati (16), purché privi di sostanze tossiche. L'apporto di fango consente di:
- migliorare il contenuto di umidità del compost ottenuto dai soli rifiuti solidi;
- aumentare il tenore di azoto organico arricchendo il compost;
- smaltire senza costosi trattamenti i fanghi residui della depurazione delle acque cloacali.

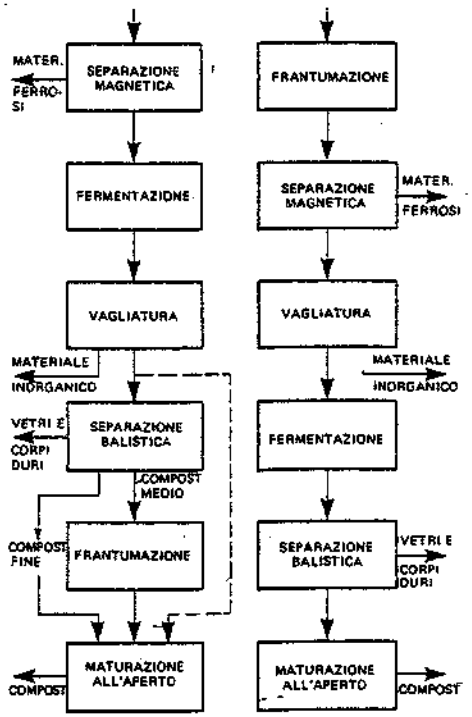


Fig. 50.13 – *Flow-chart* di due possibili cicli di trasformazione in compost dei rifiuti solidi.

La trasformazione in compost dei rifiuti urbani permette il recupero delle sostanze organiche presenti nei rifiuti stessi, riducendo di conseguenza il volume del residuo e favorendo la classificazione ed il recupero di altri materiali.

Per contro, i principali svantaggi sono:
- la difficoltà di trovare un mercato per il compost, stante la comprovata e, sotto certi aspetti, giustificata diffidenza degli utilizzatori verso un prodotto che sovente è stato commercializzato con caratteristiche inadeguate e che pertanto viene ancora assimilato al prodotto di partenza (rifiuti);
- la necessità di "lavorare per campagne" in quanto l'impiego del compost in agricoltura è di tipo stagionale: occorrono quindi accumuli ed aree disponibili notevoli;
- la presenza di sostanze tossiche che, sia pure saltuariamente e per errore, possono

(16) Ovviamente, anche i rifiuti agricoli ed alcuni rifiuti industriali (non tossici) possono essere immersi in un impianto di trasformazione in compost.

– venirsi a trovare nei rifiuti "compostati" e costituire una fonte di avvelenamento del terreno;
– la necessità di un incenerimento o di una discarica controllata o di ulteriori fasi di classificazione e recupero per la parte inorganica dei rifiuti.

La più volte citata deliberazione del comitato interministeriale 27 luglio 1984 ha fissato sia le caratteristiche agronomiche, sia i limiti all'uso del compost; in particolare:
• max quantità: 30 t/ha nel triennio;
• divieto d'uso per culture frutticole dopo la fioritura e per prati, pascoli, boschi;
• divieto d'uso per terreni acidi (pH < 6).

Inoltre, il compost non può essere addizionato con elementi fertilizzanti minerali prima della sua distribuzione agli utilizzatori.

VIII. Riciclaggio o recupero

Il recupero o riciclaggio costituisce una tecnica di smaltimento dei rifiuti solidi basata su una cernita meccanizzata degli stessi, avente lo scopo di separare i diversi tipi di materiali contenuti nei rifiuti, in vista di una loro riutilizzazione immediata, qualora soddisfino i necessari requisiti igienico-sanitari, o dopo adeguati trattamenti di trasformazione. In altre parole, si tratta di una selezione dei rifiuti volta al recupero dei materiali in essi contenuti al fine di una riutilizzazione o come materia prima o come prodotti di base per altre lavorazioni.

Il riciclaggio si presenta quindi come una tecnica rivolta verso la conservazione delle risorse (mediante l'impiego di materiali riciclati in sostituzione di materie prime), oltre che verso la salvaguardia dell'ambiente (mediante una riduzione al minimo dei residui inutilizzabili).

Essa è resa attuale dal fatto che una parte significativa dei rifiuti solidi è formata da materiali di valore non trascurabile.

Per dare un'indicazione del valore energetico del riciclo, riportiamo la tab. 50.V che mette a confronto l'energia necessaria per produrre alcuni metalli partendo da minerali con quella occorrente partendo dagli stessi metalli recuperati.

Tabella 50.V – Valore energetico del riciclo di alcuni metalli.

Mercato	Fabbisogno di energia per la produzione				Risparmio di energia	
	da minerale		da metallo riciclato			
	kcal/g	kJ/g	kcal/g	kJ/g	kcal/g	kJ/g
Alluminio	44,2	185,0	1,7	7,1	42,5	177,9
Rame	11,6	48,6	1,5	6,3	10,1	42,3
Ferro	3,7	15,5	1,4	5,9	2,3	9,6
Magnesio	78,1	327,0	1,6	6,7	76,5	320,3
Titanio	108,5	454,3	45,1	188,8	63,4	265,4

In realtà, nei rifiuti solidi urbani sono sempre presenti, in percentuali variabili da un caso all'altro e da paese a paese, i seguenti materiali (fig. 50.14):
– carta, cartoni, legno;
– sostanze organiche;
– metalli ferrosi;
– metalli non ferrosi (a base di rame, piombo, zinco, alluminio, ecc.);
– materie plastiche;
– vetri.

Verso il recupero di tali sostanze, o di una loro parte, si orienta la tecnica del riciclaggio.

In linea generale, un impianto di recupero può comprendere le seguenti classificazioni dei rifiuti (fig. 50.15):
– separazione dei materiali ferrosi;
– selezione delle sostanze organiche;
– separazione della carta e della plastica;
– separazione dei vetri.

Con procedimenti successivi è peraltro possibile separare la carta dalla plastica; selezionare i vetri di diverso colore; produrre compost. È stata inoltre attuata con successo l'utilizzazione della quota parte dei rifiuti a maggior potere calorifico come combustibile ausiliario da addizionare ai combustibili fossili nelle grandi centrali termiche e termoelettriche. A tale combustibile solido si dà sovente il nome di R.D.F. (da *Refu-*

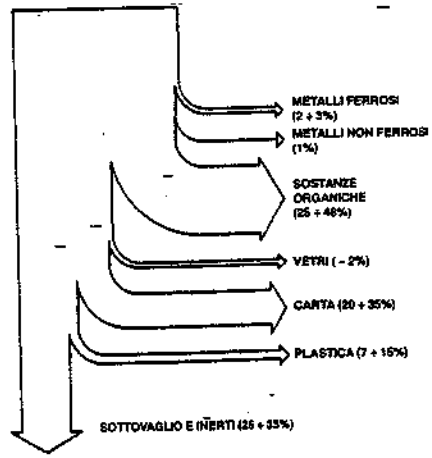


Fig. 50.14 – Materiali presenti nei rifiuti solidi urbani. Le percentuali effettive variano con la composizione merceologica dei rifiuti.

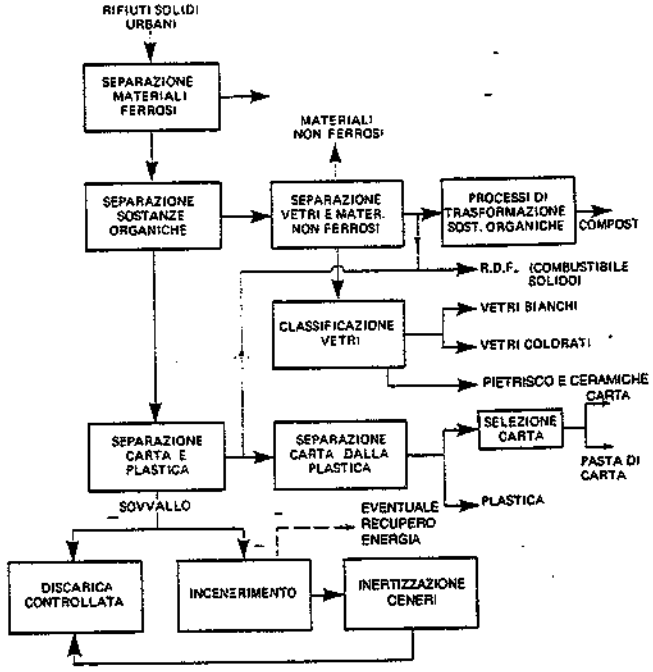


Fig. 50.15 – Schema a blocchi di un impianto di recupero per i rifiuti solidi urbani.

se Derived Fuel): la tab. 50.VI fornisce un'indicazione del suo potere calorifico e consente di confrontarlo con quello di altri combustibili.

La percentuale di combustibile ausiliario, alimentato pneumaticamente nelle caldaie, non supera il 20% del totale, anche per limitare i rischi di corrosioni da parte dei vapori acidi che si sviluppano nella combustione delle materie plastiche.

Tabella 50.VI – Poteri calorifici medi di alcuni combustibili.

–	kcal/kg	MJ/kg
Carbone	6.000	25
Metano	11.500	48
Olio combustibile	9.500	40
Legno, lignite	1.500÷4.400	6÷18,5
R.S.U. (1)	1.200÷2.500	5÷10
R.D.F. (2)	2.500-3.500	10÷15

(1) Rifiuti solidi urbani, la cui composizione (e conseguentemente anche il relativo potere calorifico) varia a seconda dell'area geografica e con le stagioni.

(2) Combustibile derivato da rifiuti solidi urbani. Dalla combustione di 1 kg di R.D.F. si può ottenere 1,2÷2,3 kg di vapore oppure 0,3÷0,4 kWh di energia elettrica.

Il sovvallo, cioè il residuo inutilizzabile o non più selezionabile, viene avviato – per motivi igienico-sanitari – all'incenerimento o in discarica controllata.

Il riciclaggio può essere spinto sino alla produzione di semilavorati. Per esempio, la carta recuperata può essere trattata in *pulper* per produrre pasta per carta da imballo.

Riportiamo due esempi di impianti di riciclaggio che adottano tecnologie diverse di trattamento e realizzano finalità anch'esse diverse di riutilizzo dei prodotti riciclabili.

1. Impianto di riciclaggio con produzione di combustibile solido (fig. 50.16) in quantitativi pari al 50÷60% del peso totale dei rifiuti in arrivo; tale combustibile viene alimentato nella camera di combustione di caldaie per la generazione di vapore, insieme a carbone in polvere.
2. Impianto di riciclaggio con produzione di pasta di carta (fig. 50.17) in quantitativi pari al 20% della massa di rifiuti trattati. I sovvalli vengono inceneriti, unitamente ai fanghi provenienti dall'impianto municipale di trattamento delle acque nere e dalla depurazione delle acque reflue dell'impianto di riciclaggio.

Le difficoltà che si frappongono alla diffusione della tecnica del riciclaggio sono le seguenti:

- un impianto di riciclaggio è tanto più complesso (e costoso) quanto più è spinto il recupero dei materiali; pertanto, il prezzo dei materiali recuperati non si discosta molto dal prezzo delle materie prime naturali, le cui qualità ed omogeneità, per di più, sono normalmente superiori;
- i processi tecnologici finora sviluppati sono basati sull'impiego di materie prime naturali e spesso non consentono l'utilizzazione di materiali di recupero;
- sussistono non poche difficoltà al reimpiego di materiali recuperabili dai rifiuti, quali i *vetri* (occorrerebbe separarli almeno in base al colore) e le *materie plastiche* (risulta difficile impiegare questo "recupero" nelle normali tecnologie del settore in quanto i tipi di plastica sono molto diversi e spesso incompatibili fra di loro).

Per aggirare le difficoltà connesse al recupero dei materiali riutilizzabili dai rifiuti urbani, si è fatto ricorso ad una soluzione più razionale e cioè alla *raccolta differen-*

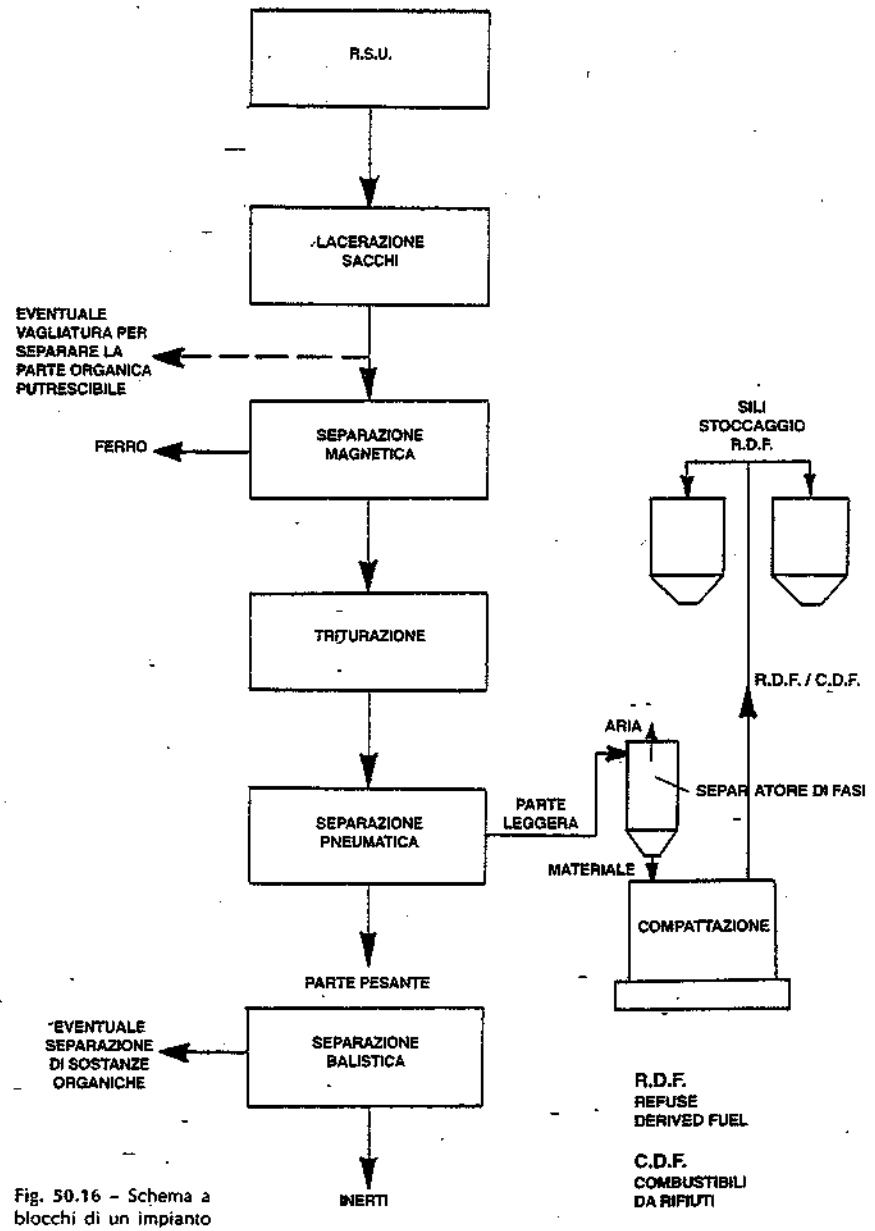
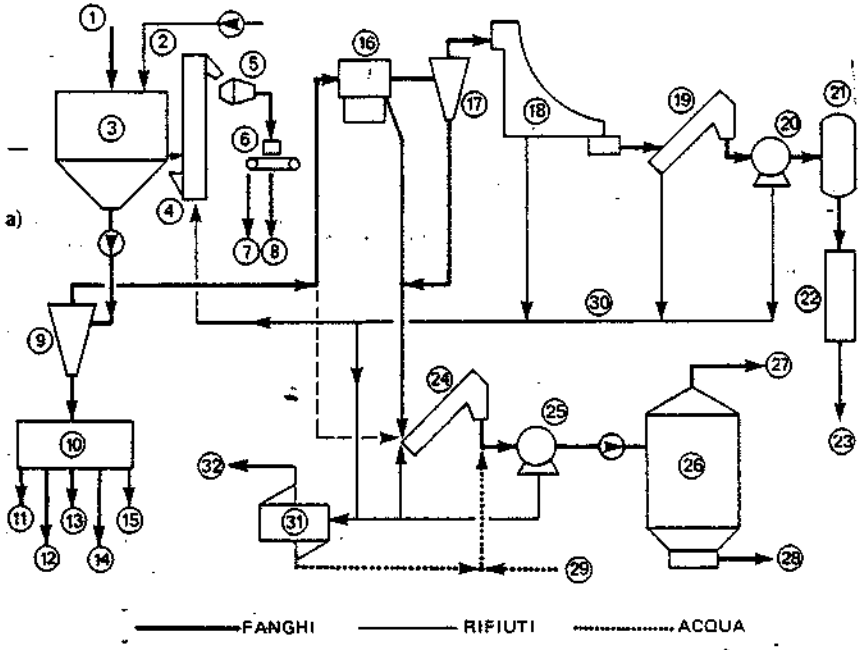


Fig. 50.16 – Schema a blocchi di un impianto di riciclaggio con produzione di combustibile solido.

a)



1. Rifiuti solidi – 2. Acqua di alimento – 3. Idropulper – 4. Separatore meccanico – 5. Pulitore – 6. Separatore magnetico – 7. Metalli non ferrosi – 8. Metalli ferrosi – 9. Ciclone a liquido – 10. Impianto recupero vetri – 11. Vetri bianchi – 12. Vetri colorati – 13. Vetri misti – 14. Metalli magnetici – 15. Metalli non magnetici – 16. Vaglio (separa residui di plastica, vegetali, ecc.) – 17. Ciclone a liquido (separa parti fini di materiali pesanti) – 18. Separatore a piano inclinato – 19. Ispessitore – 20. Pressa – 21. Accumulo – 22. Torre di lavaggio e sbianca – 23. Pasta di carta – 24. Cilindro a vite – 25. Pressa – 26. Forno a letto fluido – 27. Al depuratore fumi – 28. Ceneri – 29. Eventuale alimentazione di fanghi urbani – 30. Acqua riciclata – 31. Depuratore dell'acqua di scarico – 32. Alla fogna.

b)

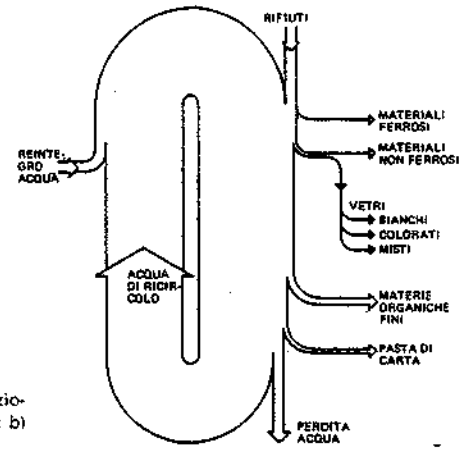


Fig. 50.17 – Impianto di riciclaggio con produzione di pasta di carta: a) schema del processo; b) flusso dei materiali.

ziata. Questa consiste, com'è noto, nella selezione alla sorgente di produzione dei rifiuti, facendo leva sul senso civico dei cittadini, ai quali si chiede di separare i rifiuti per tipologie omogenee (metalli, carta, vetri, plastica, ecc.).

Purtroppo, è statisticamente dimostrato che la raccolta differenziata consente di recuperare, dalla massa totale dei rifiuti prodotti, non più del 30÷35%: ne consegue che il restante 70÷65% di rifiuti deve essere comunque smaltito o, ancora, nei suddetti impianti di riciclaggio o ricorrendo alle altre tecnologie dianzi citate (in particolare, l'incenerimento con recupero energetico).

50.6. TECNICHE DI SMALTIMENTO DEI RIFIUTI INDUSTRIALI

In genere, la problematica inerente ai rifiuti industriali si discosta sensibilmente da quella dei rifiuti urbani.

Innanzitutto, il rifiuto industriale è sovente diverso dal rifiuto urbano, essendo strettamente legato alle singole lavorazioni produttive: per questo motivo, i rifiuti raccolti in un comprensorio industriale possono avere composizione diversa da quelli di altri comprensori, anche vicini al primo. Inoltre, certi rifiuti industriali sono più aggressivi nei confronti dell'ambiente e quindi il loro smaltimento risulta più delicato.

Ovviamente, quando i rifiuti di origine industriale hanno composizioni simili a quelle dei rifiuti urbani, sono applicabili gli stessi sistemi di trattamento adatti per questi ultimi; negli altri casi, si deve ricorrere a trattamenti che, se pure simili a quelli già descritti, richiedono macchinari con caratteristiche particolari o, quanto meno, accorgimenti e varianti da individuare caso per caso in base al tipo di rifiuto disponibile.

Le tecniche di smaltimento dei rifiuti industriali adottabili in pratica sono le seguenti:
- incenerimento;
- compostaggio;
- discarica controllata;
- riciclaggio.

1. Incenerimento

L'incenerimento dei rifiuti industriali costituisce la soluzione più logica quando gli stessi sono facilmente combustibili o fortemente tossici.

Gli inceneritori impiegati per i rifiuti industriali sono sovente diversi da quelli per rifiuti urbani e vengono in genere scelti fra i seguenti:
- forni a griglia fissa (fig. 50.7.a);
- forni a griglia mobile, con o senza tamburo finitore (fig. 50.18);
- forni a piani (fig. 49.18);
- forni a cilindro rotante (fig. 49.19);
- forni a letto fluido (fig. 49.20).

I forni a griglia fissa, come già abbiamo detto a proposito del loro impiego per l'incenerimento dei rifiuti solidi urbani, sono adatti per piccole quantità e per materiali con temperature di fusione superiori a quelle della camera di combustione.

I forni a griglia mobile sono adatti per rifiuti aventi composizione e pezzatura eterogenee.

Gli altri tipi di forni sono impiegati per incenerire particolari tipi di rifiuti industriali, quali solidi in pezzatura minuta facilmente fusibili e fanghi.

Tutti i forni suddetti consentono l'iniezione in camera di combustione e mediante opportuni bruciatori, di limitate quantità di oli esausti, melme, liquidi contenenti inquinanti organici, ecc.

Per ottenere l'ossidazione completa dei gas a molecola complessa che si producono in camera di combustione, occorre che la temperatura degli stessi raggiunga un valore minimo prefissato, generalmente non inferiore a 800÷900°C, in presenza di un sufficiente tenore di ossigeno, con adeguata turbolenza e per un tempo sufficiente (da assicurare con un'eventuale camera di post-combustione). Temperatura di esercizio, tempo di ritenzione, regime di combustione e forma della camera di combustione devono essere definiti in base alle caratteristiche dei rifiuti da smaltire.

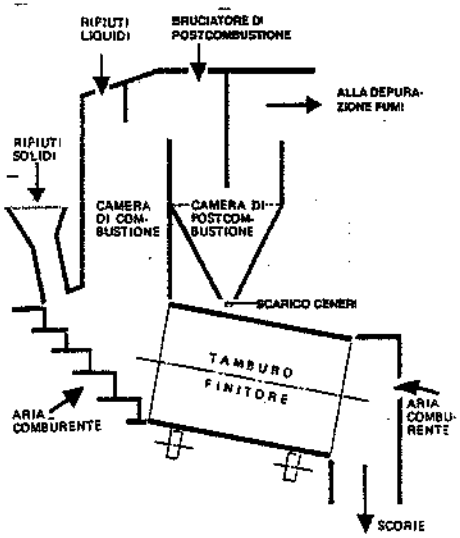


Fig. 50.18 – Schema di un forno a griglia meccanizzata con tamburo finitore.

In ogni caso, l'inceneritore deve essere provvisto di sistemi di depurazione dei fumi. In generale, questi ultimi vengono raffreddati e quindi trattati per via chimico-fisica, per eliminare gli effluenti gassosi (acidi, idrocarburi, ecc.) e le polveri in essi contenuti. L'incenerimento di certi prodotti può comportare rilevanti problemi di corrosione sia dei refrattari sia dell'impianto di depurazione dei fumi: si impone pertanto un'accurata scelta dei materiali da impiegare.

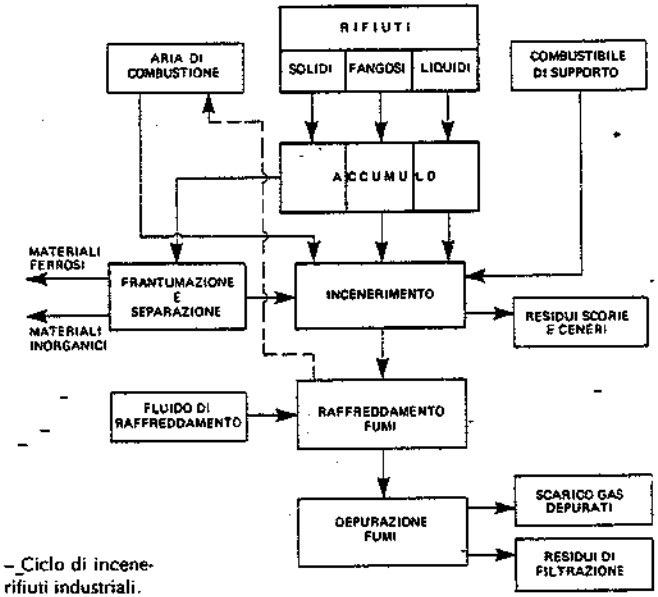


Fig. 50.19 – Ciclo di incenerimento di rifiuti industriali.

La fig. 50.19 riporta lo schema a blocchi di un impianto di incenerimento di rifiuti industriali.

2. Compostaggio

I rifiuti industriali di tipo organico od assimilabili al rifiuto urbano, in particolare i residui delle lavorazioni dell'industria alimentare, delle pelli, del cuoio e della carta, possono essere destinati alla produzione di compost, secondo la tecnologia già descritta a proposito del compostaggio del rifiuto urbano.

3. Discarica controllata

Per una vasta gamma di rifiuti industriali, la discarica controllata rappresenta il metodo ottimale di smaltimento. Infatti, per sostanze classificabili come inerti (scorie e ceneri, polveri, sabbia, materiali di demolizione, ecc.) non sono economicamente praticabili altre soluzioni.

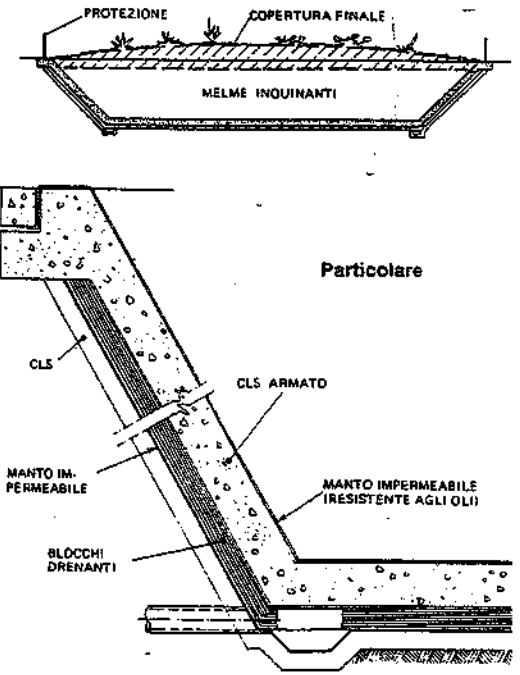


Fig. 50.20 – Vasca impermeabilizzata per rifiuti industriali inquinanti.

I criteri di scelta delle aree destinate a sanitary landfill sono pressappoco gli stessi già citati per le discariche di rifiuti urbani: in effetti, le esigenze sono le stesse. Anche la modalità di sfruttamento della discarica è la stessa della discarica per rifiuti urbani.

Ovviamente, il tipo di discarica da realizzare – fra quelli previsti dalla normativa – dipende dalle specifiche caratteristiche dei materiali da smaltire e dai siti disponibili. In mancanza di questi ultimi e qualora i rifiuti non risultino trattabili con altri metodi (per esempio, il riciclaggio), si deve ricorrere alla discarica in vasche impermeabilizzate di cui la fig. 50.20 fornisce un esempio illustrativo.

Una siffatta struttura, completata da pozzetti di controllo e di raccolta degli scoli, assicura un margine di sicurezza sufficiente per la prevenzione degli inquinamenti del sottosuolo.

4. Riciclaggio

Certi rifiuti industriali sono suscettibili di essere riciclati in forma diretta o indiretta, nell'ambito stesso delle industrie o presso impianti specializzati nella rigene-

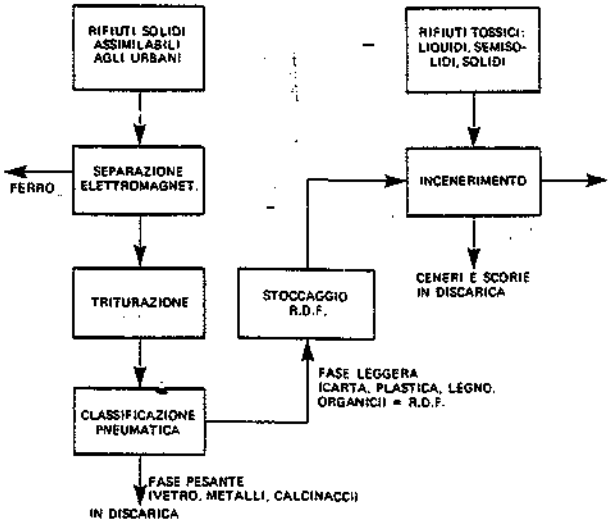


Fig. 50.21 – Schema di un impianto integrato per lo smaltimento di rifiuti industriali.

razione e nel riutilizzo. È il caso dei materiali metallici di scarto, della carta, degli stracci.

A livello industriale, il prodotto riciclato incontra comunque due ostacoli spesso insormontabili: il costo della rigenerazione e la qualità per lo più scadente del prodotto rigenerato.

Una possibile alternativa, desumibile dall'analogo trattamento dei rifiuti urbani, si può intravedere nella produzione di combustibile solido dai rifiuti classificati e omogeneizzati.

La fig. 50.21 riporta lo schema di un impianto di smaltimento, con parziale recupero, dei rifiuti di un'industria meccanica.

Sono individuabili i seguenti trattamenti:
- separazione magnetica dei materiali ferrosi;
- triturazione dei rifiuti solidi assimilabili ai rifiuti urbani;
- separazione dei rifiuti organici, carta, plastica e legno per la produzione di combustibile solido;
- incenerimento, con il supporto del combustibile prodotto, dei rifiuti solidi non assimilabili a quelli urbani e di quelli fangosi e liquidi.

50.7. CRITERI DI SCELTA DEL SISTEMA DI SMALTIMENTO

La scelta della soluzione da adottare per lo smaltimento dei rifiuti urbani e industriali deve tenere conto dei seguenti fattori:
- quantità, qualità e dislocazione dei rifiuti da smaltire;

- *investimenti* necessari per l'allestimento degli impianti di trattamento e la predisposizione dei sistemi di raccolta e trasporto;
- *costi* totali di gestione della raccolta, del trasporto e dello smaltimento dei rifiuti (17);
- *fattori ambientali*, vale a dire caratteristiche morfologiche dei terreni a disposizione, presenza di falde acquifere, inquinamenti atmosferici, ecc.;
- *conservazione delle risorse* (energia, materiali, suolo);
- *fattori istituzionali e normativi* (leggi e regolamenti a livello nazionale o periferico, iniziative delle autorità pubbliche locali, ecc.).

L'individuazione della soluzione ottimale è quindi piuttosto complessa e bene si prestano, a tale fine, modelli matematici che prendano in considerazione tutti i dati del problema e precisamente:
- quantità e qualità dei rifiuti da smaltire;
- distanze equivalenti che i rifiuti devono percorrere dalla produzione all'impianto di smaltimento (di solito, si deve decidere fra un certo numero di possibili ubicazioni preventivamente individuate);
- sistemi di raccolta e di trasporto e relativi costi;
- costi delle varie tecnologie di smaltimento in funzione della potenzialità.

In concreto, alla luce delle tendenze più recenti e delle risultanze di impianti già realizzati, si può affermare che le soluzioni più interessanti dello smaltimento dei rifiuti solidi urbani siano riconducibili alle seguenti (18):
- disposizione in *discariche controllate*, previa triturazione e/o compattazione;
- *incenerimento* con produzione di energia elettrica e/o calore ed invio a discarica di ceneri e scorie inertizzate;
- *riciclaggio* dei materiali che si prestano a un reimpiego come materia prima per successive trasformazioni o utilizzazioni: citiamo, in particolare, la produzione di combustibile solido, compost, pasta di carta;
- *riciclaggio* con raccolta differenziata a monte.

Il riciclaggio – a valle o a monte – richiede in ogni caso la disponibilità di una discarica controllata ed eventualmente di un forno di incenerimento: infatti, una parte dei rifiuti dovrà comunque essere smaltita con una (o entrambe) di tali tecniche, anche se i volumi in gioco risultano ovviamente ridotti.

All'atto pratico, si ritiene che la soluzione ottimale comporti un impianto integrato o misto, vale a dire comprendente due o più sistemi di smaltimento.

La fig. 50.22 riporta schematicamente un esempio del genere, comprendente una linea di compostaggio della componente organica e una linea di incenerimento con recupero di energia per la restante parte di rifiuti. Una variante potrebbe includere anche la raccolta differenziata a monte di determinati tipi di rifiuti (soluzione enfatizzata nell'emanando decreto legislativo sui rifiuti solidi).

(17) Nella valutazione dei costi gestionali si deve tenere conto di ricavi ottenibili dalla commercializzazione delle parti riciclabili per le quali sussista un mercato e/o dalla produzione di energia.

(18) Non includiamo fra le soluzioni più interessanti la pirolisi per mancanza di dati certi e convalidati. Peraltro, tale processo sembra possa offrire prestazioni energeticamente interessanti, atte a compensare la maggior complessità di impianto.

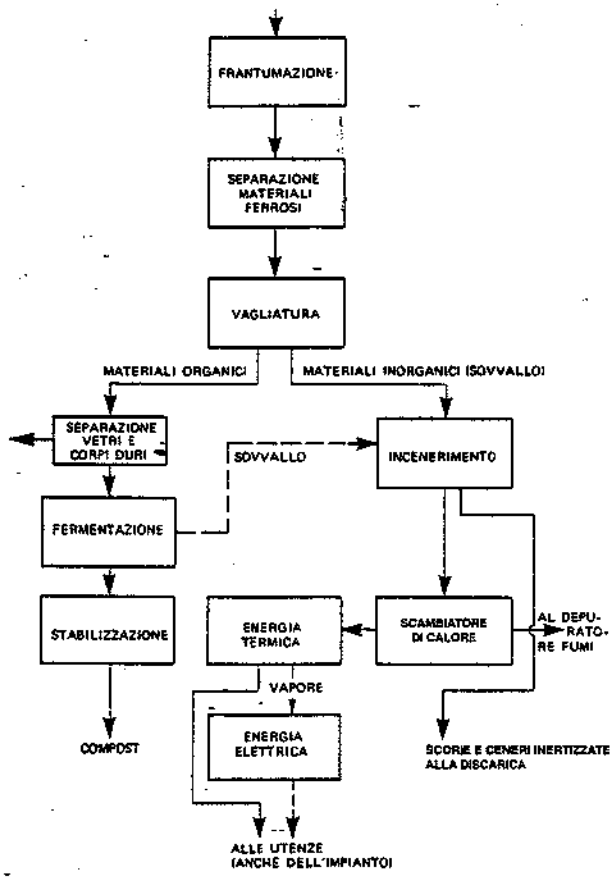


Fig. 50.22 – Schema a blocchi di un impianto integrato di incenerimento di rifiuti solidi urbani, recupero di energia e produzione di compost.

Interessante si prospetta l'avvicinamento dell'impianto di smaltimento dei rifiuti solidi urbani all'impianto di depurazione delle acque nere. Infatti, tale soluzione consente di ottenere i seguenti vantaggi (fig. 50.23):

- risparmiare alcuni trattamenti che sarebbero necessari qualora i due impianti fossero distanti tra di loro;
- sopperire alle carenze di energia endogena dell'impianto di depurazione delle acque, con l'energia prodotta nell'impianto di smaltimento dei rifiuti solidi;
- razionalizzare la gestione dei due impianti;
- migliorare la qualità dei fertilizzanti eventualmente ottenuti dalle sostanze organiche separate dai rifiuti solidi con i fanghi dell'impianto di trattamento delle acque urbane (purché, ovviamente, questi ultimi non contengano sostanze tossiche).

È inoltre consigliabile prevedere la possibilità di smaltire con gli impianti dei

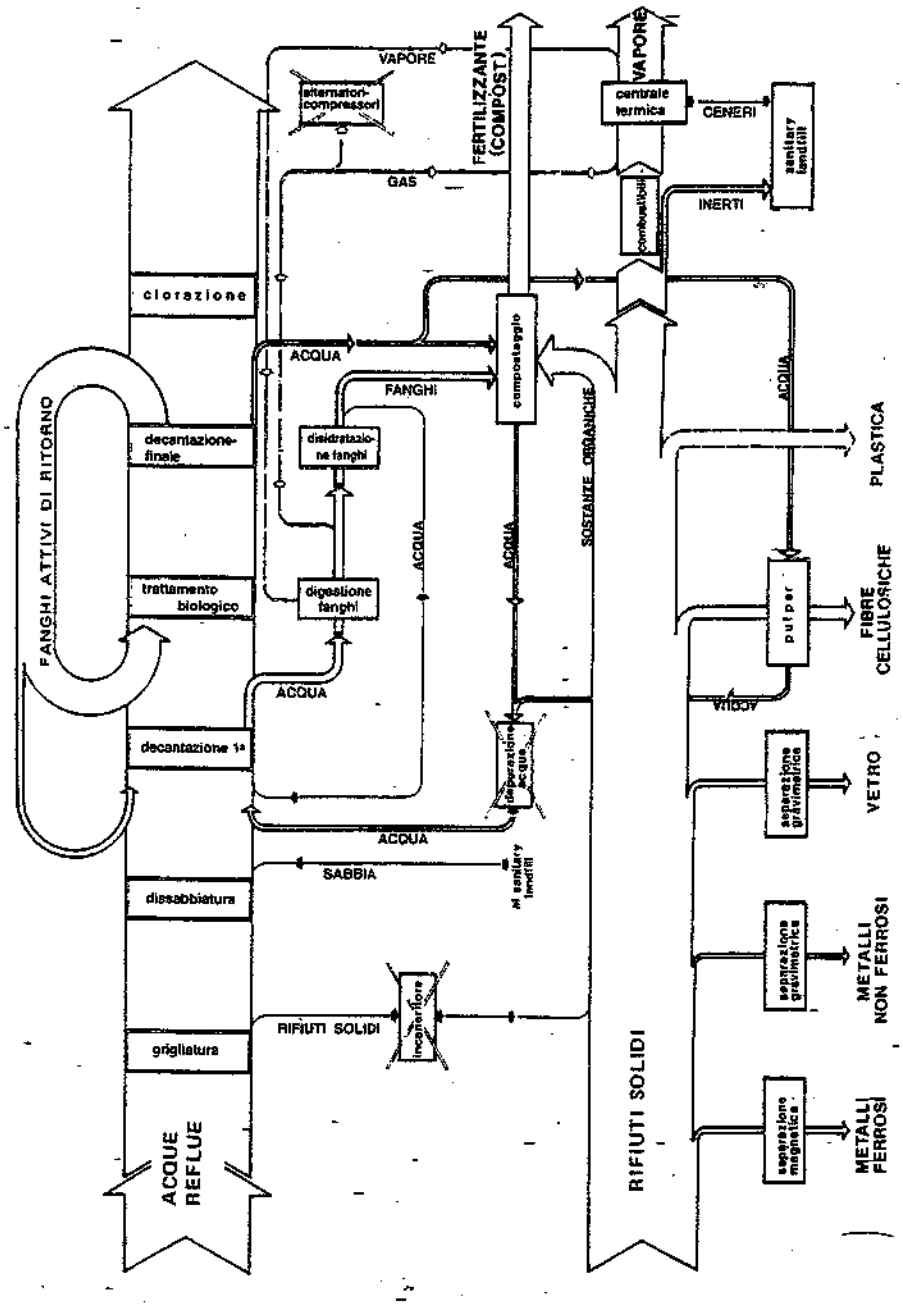


Fig. 50.23 – Visualizzazione delle correlazioni intercorrenti tra un impianto di trattamento di acque nere e un impianto di smaltimento di rifiuti solidi urbani.

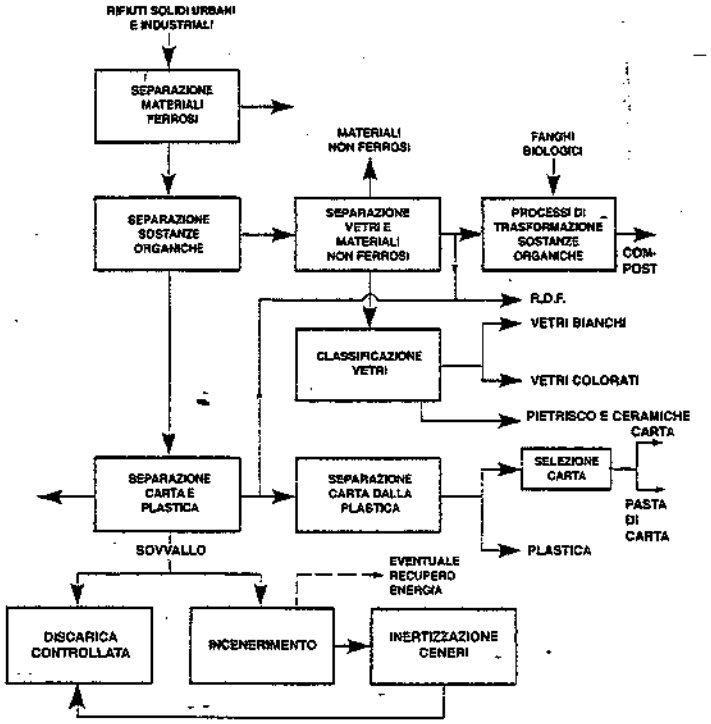


Fig. 50.24 – Schema a blocchi di un impianto di recupero per rifiuti solidi e fangosi di tipo urbano e di rifiuti industriali.

rifiuti solidi urbani anche rifiuti industriali aventi determinate caratteristiche. A titolo esemplificativo, la fig. 50.24 riporta lo schema di un impianto di riciclaggio analogo a quello di fig. 50.15, ma nel quale si è tenuto conto del contemporaneo smaltimento di rifiuti industriali e dei fanghi di risulta dal trattamento di acque nere.

Ovviamente, tale comunione è più difficile quando i rifiuti industriali sono tossici, aggressivi, pericolosi (cianuri, solventi, prodotti clorurati, ecc.). Per questi ultimi, è necessaria la realizzazione di appositi centri di depurazione (v. § 50.9), possibilmente in prossimità degli impianti di smaltimento degli altri tipi di rifiuti.

50.8. MACCHINARI PER IL TRATTAMENTO DEI RIFIUTI SOLIDI

Le varie tecniche di smaltimento dei rifiuti solidi hanno in comune molte operazioni di preparazione o di trattamento vero e proprio dei rifiuti stessi. Ricordiamo, in particolare, le operazioni di frantumazione, triturazione, vagliatura, cernita.

Tali operazioni sono affidate a macchinari specifici, sovente mutuati dalla tecnologia mineraria, dei quali ricordiamo alcuni tipi di impiego corrente.

A) Frantumazione

Per questa operazione – volta a ridurre le dimensioni medie dei rifiuti – si impiegano in genere frantoi a martelli, di cui la fig. 50.25 fornisce lo schema funzionale. Sono peraltro numerosissime le versioni di tali macchine. Le caratteristiche più salienti sono le dimensioni della bocca di carico (si arriva fino a 1,80x2,50 m), la granulometria dei materiali frantumati e la potenza elettrica installata.

Nei cicli di smaltimento dei rifiuti solidi, si effettua sovente una frantumazione primaria (che riduce i rifiuti a dimensioni di 150÷200 m), seguita da una frantumazione secondaria, che dà luogo a rifiuti residui di dimensioni più piccole (10÷40 mm).

Fig. 50.25 – Frantoio a martelli ad asse orizzontale.

B) Triturazione

Anziché a frantoi a martelli, la frantumazione secondaria può essere affidata ai cosiddetti trituratori. La fig. 50.26 fornisce schemi funzionali dei tipi di trituratori più adottati nel campo dei rifiuti solidi.

In particolare, il trituratore di fig. 50.26.c è adatto per lo spappolamento dei materiali fibrosi e organici in genere e per la separazione dei corpi duri dall'impasto in rotazione, costituito per il 90% circa da acqua.

Su tale principio è basato l'*idropulper* che provvede alla frantumazione primaria dei rifiuti solidi nell'impianto di recupero "a umido" di cui alla fig. 50.17.

C) Vagliatura

La vagliatura è utilizzata per separare i rifiuti – preventivamente frantumati – in due o più classi dimensionali. Si impiegano vagli vibranti a uno o più piani (v. capitolo 26 § 1) oppure vagli a tamburo rotante.

D) Separazione magnetica

Per sottrarre materiali ferrosi dalla massa dei rifiuti si ricorre a separatori magnetici del tipo schematizzato in fig. 22.30.

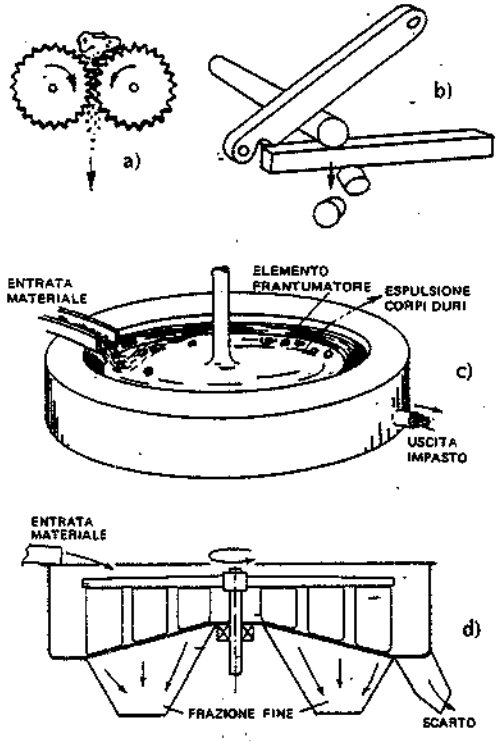


Fig. 50.26 – Schemi di trituratori: a) a cilindri; b) cesoia o troncatrice; c) idropulper; d) raspa.

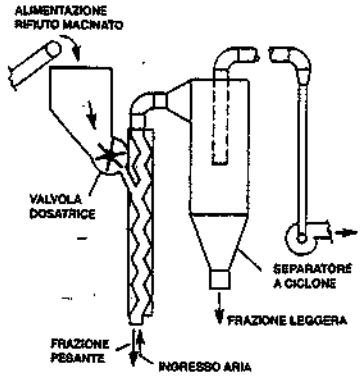


Fig. 50.27 – Classificatore pneumatico per separare frazioni leggere da quelle pesanti.

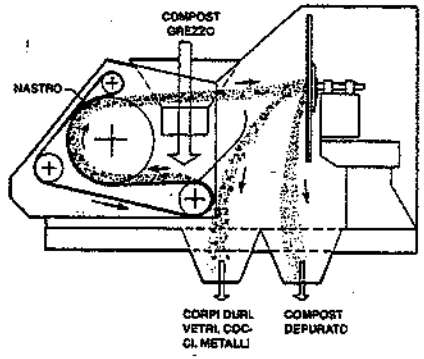


Fig. 50.28 – Separatore a rimbalzo.

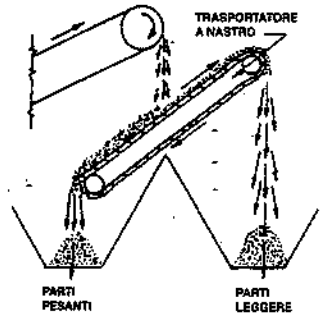


Fig. 50.29 – Separatore a piano inclinato o a gravità.

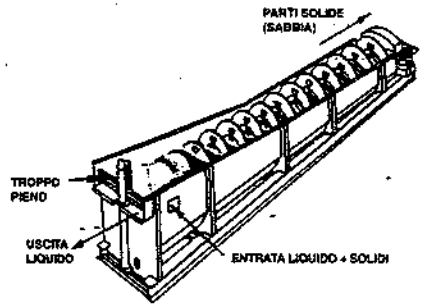


Fig. 50.30 – Separatore a coclea.

E) Cernita

Le operazioni di cernita, che ormai dovrebbero essere esclusivamente di tipo meccanico, consentono la separazione di uno o più materiali dal resto dei rifiuti (19) in base alle caratteristiche dei materiali stessi (dimensioni, peso specifico, forma, ecc.). Fra i tanti dispositivi all'uopo impiegati, ricordiamo:

- i classificatori ad aria (fig. 50.27), adatti per separare le parti leggere dalle parti pesanti; ad esempio, carta, plastica e materiali organici dagli inerti;
- i separatori balistici o a rimbalzo (fig. 50.28), utilizzabili, ad esempio, per separare le parti organiche da quelle inorganiche;
- i separatori a piano inclinato o a gravità (fig. 50.29), nei quali si separano i materiali pesanti dai leggeri;
- i classificatori a coclea (fig. 50.30), atti a separare sostanze solide da liquidi;

(19) In effetti, anche la vagliatura è una operazione di cernita e più precisamente di separazione dimensionale.

- i separatori ottici (fig. 50.31), utilizzati per separare corpi solidi aventi colori diversi: come si può rilevare dalla figura, i materiali, preventivamente ridotti in pezzi più o meno minuti, vengono lanciati da un trasportatore a nastro ad alta velocità in una "camera ottica" adeguatamente illuminata; qui sono installate alcune fotocellule puntate verso altrettante piastre colorate, sistemate in posizioni diametralmente opposte; se i pezzi hanno colore diverso dallo sfondo, varia la luce riflessa sulle fotocellule; il segnale elettrico uscente è amplificato ed impiegato per provocare un getto d'aria compressa che devia i pezzi in direzioni prestabilite.

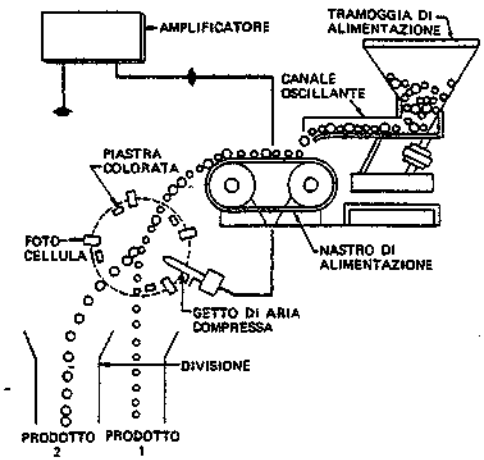


Fig. 50.31 – Principio di funzionamento dei separatori ottici.

50.9. CENTRI DI DEPURAZIONE

I sistemi di smaltimento dei *rifiuti solidi industriali* (e dei *fanghi* provenienti dagli impianti di trattamento delle acque reflue) cui si è fatto cenno nel paragrafo precedente, risolvono il problema di grandi stabilimenti industriali o di consorzi di aziende di un determinato settore.

Non risultano invece economicamente giustificati per i rifiuti solidi delle piccole e medie industrie, così come non lo sono impianti di trattamento di piccole quantità di acque reflue ad elevata tossicità prodotte dalle stesse industrie.

Lo smaltimento di questi scarichi solidi, liquidi e melmosi va affrontato su base consortile, attraverso centri di depurazione (20) in grado di:

- smaltire i rifiuti solidi industriali non assimilabili a quelli urbani;
- trattare i fanghi provenienti dagli impianti tecnologici delle piccole e medie industrie;
- depurare le acque tossiche prodotte in quantità tali da non giustificare un impianto di trattamento presso i singoli stabilimenti produttori.

Conseguentemente, un centro del genere dovrebbe disporre di:

- serbatoi, vasche ed aree per l'immagazzinamento dei rifiuti liquidi, solidi e melmosi in arrivo;
- impianti di depurazione delle acque tossiche (galvaniche, cianurate, cloridriche, acide, basiche, emulsionate, ecc.), nonché delle acque di scarico della piattaforma;
- impianto di trattamento dei fanghi;

(20) Tali centri vengono anche denominati *piattaforme* di depurazione.

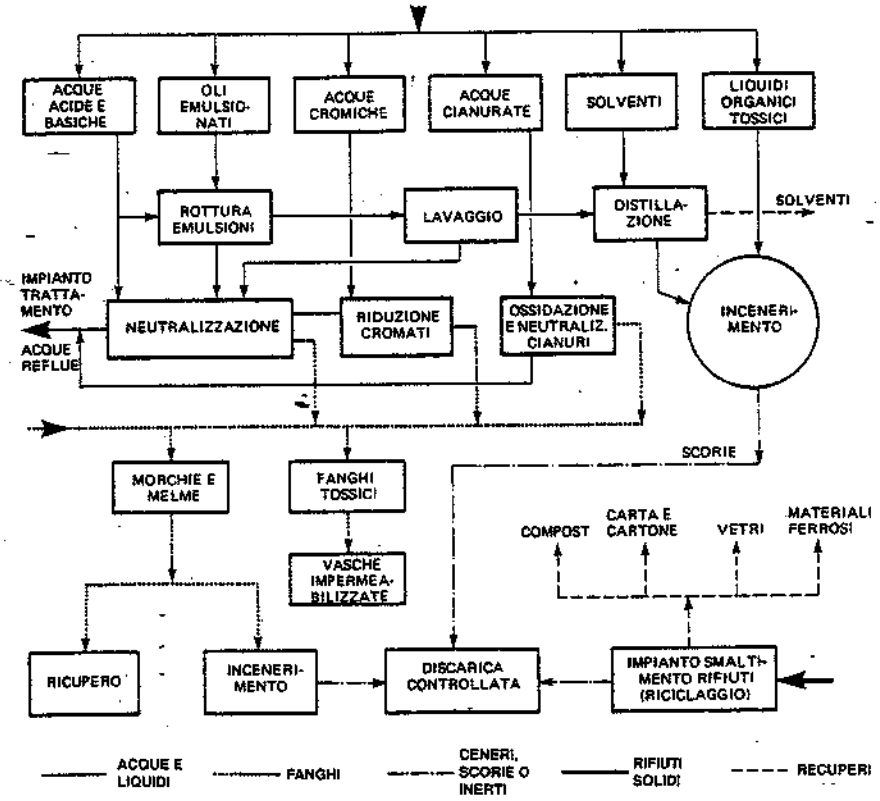


Fig. 50.32 – Schema di principio di una piattaforma di depurazione per rifiuti industriali.

– forni in grado di incenerire liquidi, fanghi e solidi non altrimenti smaltibili;
– una discarica controllata per lo smaltimento dei rifiuti inertizzati.

La fig. 50.32 riporta lo schema a blocchi di un possibile centro di depurazione al servizio di un comprensorio comprendente piccole e medie industrie meccaniche e metallurgiche.

I centri di depurazione trovano la loro ragione d'essere nei seguenti concetti informatori:
– consentono di ridurre i costi di depurazione dei rifiuti solidi, liquidi e melmosi, dal momento che il costo unitario di trattamento di un grande impianto è minore di quello di molti impianti piccoli;
– l'efficienza e l'affidabilità di un grande impianto sono maggiori di quelle di piccoli impianti;
– si sgravano le piccole e medie industrie dalle responsabilità connesse allo smaltimento di rifiuti tossici e si facilita il controllo in merito da parte delle autorità preposte.

50.10. BIBLIOGRAFIA

G. Mantellini, *L'inquinamento del suolo*, Como, Cairoli editore.
A. Giacomini, *Lo smaltimento dei rifiuti solidi*, Roma, Gesualli editore.
U.S. Environmental Protection Agency, *Decision-makers guide in solid waste management.*
N. Drobny, H. Hull, K. Testin, *Recovery and utilisation of municipal solid waste*, Washington, U.S. Government Printing Office.
B.Baum, C. Parker, R. DeBell, G. Richardson, *Solid waste disposal*, Ann Arbor (Michigan), Ann Arber Science Publishers Inc.
M. Satriana, *Large scale composting*, London, Noyes Data Corporation.
F. Jackson, *Recycling and reclaiming of municipal solid wastes*, London, Noyes Data Corporation.
H. Gotaas, *Compostage et assainissement*, Genève, Organisation mondiale de la Santé.
Black Clawson, Officine Meccaniche Reggiane, Tezuka, Union Carbide, *Cataloghi tecnici.*

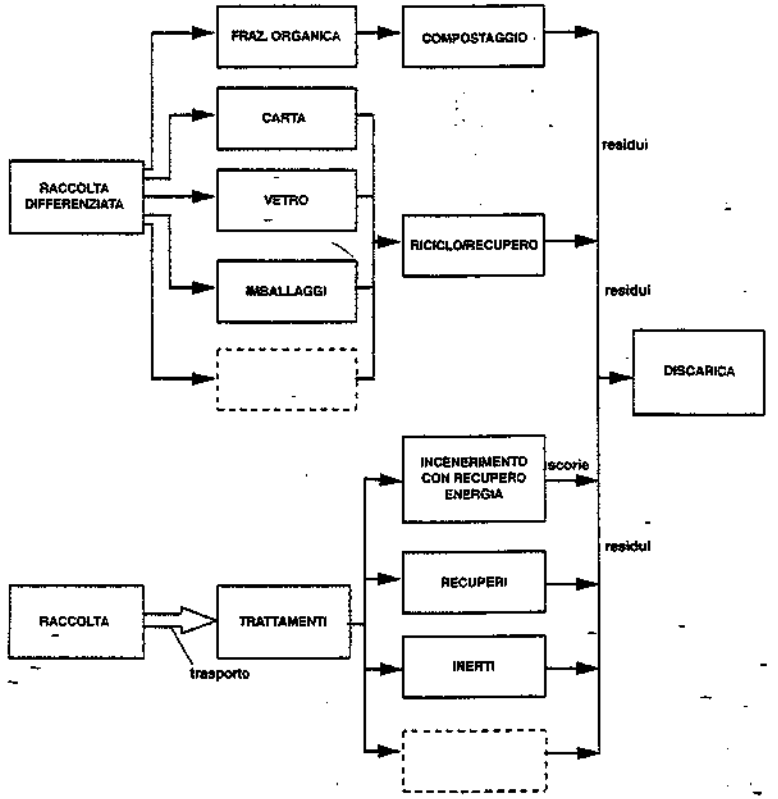


Fig. 50.33 – Principali modalità di smaltimento dei rifiuti solidi urbani.

51. Inquinamento da rumore e metodi di controllo

51.1. CARATTERISTICHE DEL SUONO

Il suono è originato dalle vibrazioni di un corpo solido, liquido o gassoso (*sorgente sonora*) tramesse al mezzo circostante sotto forma di variazioni di pressione (*onde sonore*). Se la sorgente sonora è situata nell'atmosfera, le vibrazioni sono trasmesse all'aria circostante e provocano piccole variazioni della pressione statica rispetto alle condizioni di riposo. Queste variazioni di pressione (*pressione sonora*) sono l'elemento fondamentale nello studio dei fenomeni acustici.

L'orecchio umano è un particolare "ricevitore" di pressione sonora, la quale mette in vibrazione la membrana timpanica: attraverso un complesso sistema meccanico-fisiologico e fibre nervose, le vibrazioni pervengono al cervello dando origine alla sensazione uditiva.

Il rumore può essere definito come un suono non desiderato, in genere sgradevole o dannoso. Oltre che da sorgenti, il suono può provenire, in particolari situazioni, da riflessioni e rifrazioni, per cui le onde sonore si diffondono come se provenissero da più direzioni. Si parla di rumore ambiente proprio con riferimento a tale rumore composito.

Le proprietà fisiche che caratterizzano il suono (e quindi anche il rumore) sono principalmente le seguenti.

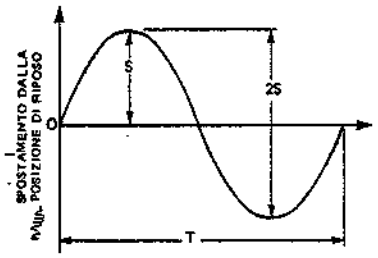
1) *Frequenza* f: numero di variazioni cicliche della pressione nell'unità di tempo, espresso in herzt (1).

Se la sorgente sonora genera una variazione di pressione periodica sinusoidale (fig. 51.1), la frequenza è, per definizione, il numero di cicli al secondo:

$$f = \frac{1}{T} \quad (s^{-1}) \tag{51.1}$$

Il tempo T richiesto per un ciclo completo di escursione della pressione è chia-

(1) L'orecchio umano è sensibile al suono nella gamma di frequenze all'incirca compresa fra 20 Hz e 20.000 Hz. Nella pratica corrente, tale intervallo viene suddiviso in: *basse frequenze* (20÷300 Hz), *medie frequenze* (300÷2000 Hz) e *alte frequenze* (> 2000 Hz); al di sotto di circa 20 Hz si è nel campo degli infrasuoni, al di sopra di circa 20 kHz in quello degli ultrasuoni, gli uni e gli altri non udibili.



S = spostamento massimo o ampiezza;
T = durata di un ciclo in secondi;
f = 1/T = frequenza = numero di cicli al secondo.

Fig. 51.1 – Funzione sinusoidale $\xi = S \operatorname{sen} 2\pi f t$ caratterizzante lo spostamento istantaneo delle molecole in funzione del tempo.

Tabella 51.I – Velocità del suono in alcuni corpi.

Materiale	Velocità (m/s)
Alluminio	5.820
Calcestruzzo	3.700
Acciaio	4.900
Rame	4.500
Vetro	5.000
Piombo	1.260
Stagno	4.900
Acqua pura	1.440
Acqua di mare	1.500
Benzina	1.150
Zinco	3.750
Ammoniaca	415
Anidride carbonica	260
Idrogeno	1.270
Vapore (100°C)	405
Aria a 0°C	331
Aria a 20°C	343

mato *periodo* ed è il reciproco della frequenza. Talvolta, si fa riferimento alla velocità angolare o *pulsatanza* ossia a $\omega = 2\pi f$.

Sempre con riferimento alla fig. 51.1, si può individuare un altro parametro atto a descrivere la vibrazione di un punto (ovvero lo spostamento delle molecole d'aria rispetto alla posizione di riposo) e precisamente lo spostamento massimo o *ampiezza* S.

2) *Velocità di propagazione* c: è la velocità con cui il suono si propaga nel mezzo circostante. Essa dipende dalla natura del mezzo e dalla temperatura di quest'ultimo. La tab. 51.I fornisce la velocità del suono in alcuni mezzi. Con riferimento all'aria, la velocità del suono è data dalla

$$c = \sqrt{\frac{c_p}{c_v}\frac{p_a}{\rho}} = \sqrt{\frac{1{,}4\,p_a}{\rho}} \quad \text{(m/s)} \tag{51.2}$$

dove:
p_a = pressione atmosferica (N/m²);
ρ = massa dell'unità di volume (kg/m³);
c_p e c_v = calori specifici dell'aria a pressione e volume costanti (a 15°C, $c_p/c_v = 1{,}4$).

Se si considera l'aria come un gas ideale, la velocità nell'aria dipende solo più dalla temperatura secondo la:

$$c = 20\sqrt{T} = 20\sqrt{273 + t} \approx 331 + 0{,}6\,t \quad \text{(m/s)} \tag{51.2bis}$$

dove T è la temperatura assoluta dell'aria in gradi kelvin e t la stessa temperatura in gradi Celsius.

3) *Lunghezza d'onda* λ: è la distanza percorsa nell'atmosfera da un fronte d'onda sinusoidale in un tempo uguale al periodo T:

$$\lambda = cT = \frac{c}{f} \quad \text{(m)} \tag{51.3}$$

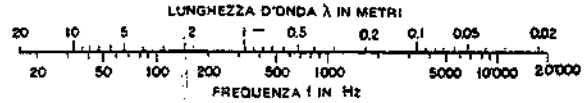


Fig. 51.2 – Relazione fra lunghezza d'onda e frequenza per un suono che si propaga nell'aria a temperatura ambiente.

La fig. 51.2 consente di ricavare le lunghezze d'onda nell'atmosfera per differenti valori della frequenza.

Per i suoni udibili, alla temperatura di 20°C, la lunghezza d'onda di 17,2 m corrisponde al suono di frequenza più bassa (20 Hz), mentre quella di $17{,}2 \cdot 10^{-3}$ m corrisponde al suono di frequenza più alta (20.000 Hz).

Tabella 51.II – Potenze sonore emesse da alcune sorgenti.

Sorgente	Potenza sonora	Livello di potenza sonora
Jet	10 kW	160 dB
Martello pneumatico	1 W	120 dB
Automobile a 80 km/h	0,1 W	110 dB
Pianoforte	20 mW	103 dB
Conversazione normale	20 μW	73 dB
Bisbiglio	0,001 μW	30 dB

4) *Potenza sonora di una sorgente* W: è l'energia sonora totale irradiata dalla sorgente nell'unità di tempo. È misurata in watt.

La tab. 51.II fornisce i valori medi indicativi della potenza sonora di alcune sorgenti.

5) *Intensità sonora* I: è l'energia sonora che attraversa l'unità di area nell'unità di tempo. Consideriamo una sorgente sonora irradiante la potenza W uniformemente in tutte le direzioni: la potenza che attraversa l'unità di area su una sfera di raggio r concentrica alla sorgente sonora (fig. 51.3) diminuisce con l'aumentare del raggio di tale sfera. In altre parole la potenza sonora totale rimane costante, ma poiché l'area racchiudente la sorgente aumenta, l'intensità sonora diminuisce:

$$I = \frac{W}{S} = \frac{W}{4\pi r^2} \quad \left(\frac{\text{watt}}{\text{m}^2}\right) \tag{51.4}$$

dove $S = 4\pi r^2$ è l'area totale (m²) della superficie sferica di raggio r concentrica alla sorgente di potenza W.

Ovviamente, se la stessa sorgente di potenza W irradia il suono in una semisfera (come avviene quando la sorgente si trova in prossimità del suolo), la (51.4) diventa:

$$I = \frac{W}{2\pi r^2} \tag{51.4bis}$$

Invece, nel caso di una sorgente lineare di lunghezza infinita che irradia onde cilindriche coassiali con la sorgente, risulta:

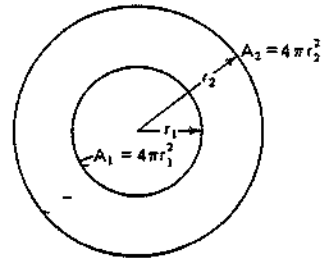


Fig. 51.3 – La potenza sonora attraverso l'unità di area (intensità sonora) diminuisce – a parità di potenza irradiata dalla sorgente – all'aumentare della distanza.

(51.4 ter) $$I = \frac{W_u}{2\pi r^2}$$

dove W_u è la potenza dell'unità di lunghezza della sorgente.

Se la sorgente lineare è prossima al suolo, le onde risultano semicilindriche e la loro intensità sonora vale:

(51.4 quater) $$I = \frac{W_u}{\pi r}$$

6) *Pressione sonora* p *in un punto* è la pressione media dell'aria in un punto (pressione barometrica), praticamente costante almeno per un certo tempo; una sorgente sonora relativamente distante dal punto considerato provoca variazioni, in più o in meno, di tale pressione atmosferica; alla variazione di pressione indotta dalla sorgente sonora, si dà il nome di *pressione sonora*, che rappresenta quindi la differenza fra la pressione totale istantanea e la pressione statica in quel punto. Tale "pressione fluttuante", conseguenza delle vibrazioni dell'aria provocate dalla sorgente sonora, è misurata in pascal = N/m^2.

La pressione sonora in un determinato punto dipende da numerosi fattori, fra i quali il valore della potenza sonora della sorgente, la distanza da quest'ultima, l'assorbimento da parte dell'aria. Non sussiste una corrispondenza univoca tra pressione in un punto e potenza sonora di una sorgente. Soltanto per determinati campi sonori si ottiene una relazione tra queste due grandezze: è così possibile risalire al valore della potenza partendo dalla pressione sonora. Si consideri un campo caratterizzato da una propagazione per onde sferiche, dunque un campo perfettamente libero, in totale assenza di riflessioni: se ρ è la massa dell'unità di volume del mezzo, c la velocità del suono in tale mezzo e p la pressione sonora (di norma si considera il *valore efficace*), l'intensità sonora è data dalla

(51.5) $$I = \frac{p^2}{\rho c}$$

Il prodotto $\rho \cdot c$ è detto *impendenza acustica del mezzo* attraverso il quale si propaga il suono. Per aria alla pressione barometrica di 10^5 Pa ed alla temperatura di 20°C, $\rho \cdot c = 400$ kg/m²·s.

In base alle (51.4) e (51.5), si può scrivere (per un suono che si propaghi in egual misura in tutte le direzioni):

(51.6) $$W = \frac{4\pi r^2 p^2}{\rho c} \quad \text{(watt)}$$

Se invece il suono si propaga uniformemente in uno spazio semisferico, la (51.6) diventa:

(51.6 bis) $$W = \frac{2\pi r^2 p^2}{\rho c} \quad \text{(watt)}$$

Nel caso di una sorgente lineare nello spazio risulta, indicando con W_u la potenza sonora per unità di lunghezza della sorgente:

(51.6 ter) $$W_u = \frac{2\pi r p^2}{\rho c} \quad \text{(watt)}$$

Se la stessa sorgente si trova in prossimità del suolo (e quindi la radiazione sonora interessa uno spazio semicilindrico), risulta:

(51.6 quater) $$W_u = \frac{\pi r p^2}{\rho c} \quad \text{(watt)}$$

Sovente però, una sorgente sonora irradia più rumore in una direzione che in un'altra (2). Si chiama *fattore di direttività* Q_θ il rapporto fra il quadrato della pressione sonora a una data distanza e in una certa direzione θ, ed il quadrato della pressione sonora alla stessa distanza, ma dovuta a una sorgente puntiforme della stessa potenza W:

(51.7) $$Q_\theta = \frac{p_\theta^2}{p_m^2}$$

dove:

p_θ = pressione sonora nella direzione θ;

p_m = pressione sonora di sorgente puntiforme di pari potenza sonora.

Tenendo conto della (51.6), si può scrivere:

(51.8) $$p_\theta = \sqrt{\frac{\gamma c\, Q_\theta W}{4\pi r^2}}$$

L'orecchio umano ed i microfoni normalmente usati danno rispettivamente la sensazione e la misura della pressione sonora; la determinazione della potenza sonora mediante misure di pressione sonora, tenendo conto della direzionalità, è possibile solo attraverso opportune elaborazioni.

7) *Livello di pressione sonora* L_p : anziché la pressione sonora p, si considera di solito il livello di pressione sonora L_p, legato alla prima dalla relazione logaritmica (3):

(51.9) $$L_p = 10 \lg \frac{p^2}{p_o^2} = 20 \lg \frac{p}{p_o} \quad \text{(dB)}$$

dove p_o è una pressione di riferimento convenzionale.

La fig. 51.4 evidenzia tale relazione (oltre che la convenienza della scala logaritmica).

Per definizione, si assume $p_o = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa (corrispondente alla soglia media di udibilità di una persona giovane, audiologicamente sana, alla frequenza di 1000 Hz), per cui la (51.9) diventa:

(51.9 bis) $$L_p = 20 \lg \frac{p}{2 \cdot 10^{-5}} \quad \text{(dB)}$$

(2) La pressione sonora di fronte alla bocca di chi parla, per le alte frequenze (lunghezze d'onda corte) è circa 10 volte la pressione sonora che si registra alle spalle dell'oratore. Alle basse frequenze (lunghezze d'onda lunghe) il suono che fuoriesce dalla bocca è distribuito uniformemente in tutte le direzioni. In generale, a parità di dimensioni della sorgente sonora, un suono ad alta frequenza (piccola lunghezza d'onda) tende ad essere direzionale, mentre a bassa frequenza (grande lunghezza d'onda) tende ad essere omnidirezionale.

(3) Secondo una concezione molto diffusa, con il simbolo lg si indica il logaritmo in base 10, mentre *ln* ha il significato di logaritmo naturale (in base e). La gamma delle pressioni sonore coinvolte nel controllo del rumore è così ampia che conviene utilizzare – come livello di pressione sonora – la scala logaritmica.

Tabella 51.III – Ordine di grandezza dei livelli di pressione sonora di alcune sorgenti.

Sorgente	L_p (dB)
Pressa idraulica, a 1 m	140
Clacson di automobile, a 1 m	120
Tornio automatico, a 1 m	100
Conversazione, a 1 m	70
Uffici con macchine contabili	80
Officina meccanica	90

L'unità di misura del livello di pressione sonora è il decibel (dB). Come si può rilevare dalla fig. 51.4, un raddoppio della pressione sonora corrisponde a un aumento del livello di pressione sonora pari a 6 dB; il livello zero decibel corrisponde alla pressione di riferimento di 2.10^{-5} Pa.

La tab. 51.III fornisce – a titolo indicativo – il livello di pressione sonora prodotto da alcune sorgenti. Si noti come – salvo che nei casi di rumore ambiente provocato da più sorgenti – sia sempre indicata la distanza dalla fonte del rumore.

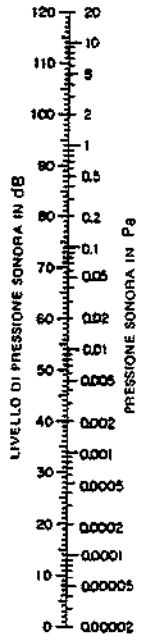


Fig. 51.4 – Relazione fra pressione sonora e livello di pressione sonora.

8) *Livello di potenza sonora* L_w: in acustica, si ricorre anche ad altri tipi di livelli, fra i quali il *livello di potenza sonora* L_w, espresso in decibel e corrispondente alla potenza W:

$$L_w = 10 \lg \frac{W}{W_o} \quad (dB) \tag{51.10}$$

dove W_o è la potenza di riferimento, pari a 10^{-12} watt.
Quindi:

$$L_w = 10 \lg \frac{W}{10^{-12}} \quad (dB) \tag{51.10 bis}$$

La tab. 51.II già citata, fornisce, nell'ultima colonna, il livello di potenza corrispondente alla potenza sonora di alcune fonti di rumore, mentre la tab. 51.IV consente di passare da valori della potenza sonora ai corrispondenti valori del livello di potenza sonora.

9) *Livello di intensità sonora* L_I: è definito come

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_o} \quad (dB) \tag{51.11}$$

dove:
I = intensità sonora (potenza che passa attraverso l'unità di area in una certa direzione), W/m^2;
I_o = intensità di riferimento = 10^{-12} W/m^2.

Si può pertanto scrivere:

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{10^{-12}} \quad (dB) \tag{51.11 bis}$$

In acustica, dunque, il termine *livello* è usato per indicare un logaritmo e, tanto se ci si riferisce a pressioni quanto a potenze o a intensità sonore, l'unità di misura è sempre una unità relativa, non assoluta, ovvero un rapporto matematico logaritmico espresso in decibel. Poiché la maggior parte degli strumenti misura la pressione sonora, il termine decibel è di solito associato al livello di pressione sonora. Si tenga comunque presente che il quadrato della pressione sonora è proporzionale (anche se non uguale) alla potenza ed alla intensità sonore.

Esaminiamo le relazioni intercorrenti fra i livelli di potenza, intensità e pressione sonore.

In base alle (51.5), (51.9) e (51.11), si può scrivere:

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_o} = 10 \lg \frac{p^2}{\rho c I_o} = 10 \lg \frac{p^2}{p_o^2} + 10 \lg \frac{p_o^2}{\rho c I_o}$$

e quindi

$$L_I = L_p - 10 \lg K \tag{51.12}$$

ovvero

$$L_p = L_I + 10 \lg K \tag{51.12 bis}$$

dove:

$$K = \frac{I_o \rho c}{p_o^2} = \frac{\rho c}{400} = \text{costante, funzione solo della temperatura e della pressione ambiente.}$$

La tab. 51.V fornisce alcuni accoppiamenti di valori della temperatura e della pressione ambiente per i quali $\rho c = 400$ kg/m²·s. Come si può rilevare, per una pressione atmosferica media di 10^5 Pa, perché risulti $\rho c = 400$, la temperatura deve essere pari a 38,9°C. Peraltro, a quella pressione e con una temperatura di 20°C, si ottiene $\rho c \approx 410$. Ne consegue che 10lg(410/400) risulta ≈ 0,1 dB, entità normalmente trascurabile in acustica.

Pertanto, nella maggior parte dei casi si trascura 10lgK e si assume

$$L_p \approx L_I \tag{51.13}$$

Tabella 51.IV – Valori corrispondenti di potenza sonora e livello di potenza sonora.

W (watt)	L_W (dB)*
10^5	170
10^4	160
10^3	150
10^2	140
10^1	130
1	120
10^{-1}	110
10^{-2}	100
10^{-3}	90
10^{-4}	80
10^{-5}	70
10^{-6}	60
10^{-7}	50
10^{-8}	40
10^{-9}	30

* Potenza di riferimento: 10^{-12} watt.

Tabella 51.V – Pressioni e temperature per cui $\rho c = 400$ kg/m²·s.

Pressione ambiente		Temperatura ambiente
pascal	mm di Hg (a 0°C)	°C
0.7×10^5	525	− 124.3
0.8×10^5	600	− 78.7
0.9×10^5	675	− 27.0
1.0×10^5	750	+ 30.7
1.013×10^5	760	38.9
1.1×10^5	825	94.6
1.2×10^5	900	164.4
1.3×10^5	975	240.4
1.4×10^5	1.050	322.4

A condizione che l'intensità sia uniforme sull'area S, la potenza e l'intensità sonore sono legate fra loro dalla (51.4). Conseguentemente, il livello di potenza sonora è correlato al livello di intensità sonora come segue:

$$10\lg\frac{W}{10^{-12}} = 10\lg\frac{I}{10^{-12}} + 10\lg\frac{S}{S_o}$$

ovverosia

(51.14) $$L_w = L_I + 10\lg S$$

avendo assunto come potenza di riferimento 10^{-12}W e $S_o = 1\ m^2$. Se $S = 1 m^2$, $L_w = L_I$.

La (51.14) non dipende dalla temperatura né dalla pressione.

10) *Densità di energia sonora* D: è l'energia presente nell'unità di volume. Risulta, con i simboli già noti:

(51.15) $$D = \frac{p_m^2}{\rho c^2}$$

nella quale D è misurato in W·s/m³.

51.2. SPETTRI SONORI

I suoni che normalmente si percepiscono non sono dovuti a sollecitazioni ad una sola frequenza (suono puro): essi risultano da un insieme di suoni puri (suono composto) aventi frequenze diverse oppure da una composizione continua di frequenze (suono continuo).

La composizione di un suono è individuata mediante l'*analisi spettrale* o *di frequenza*, consistente nel determinare il livello di pressione sonora in *bande* contigue di frequenza e considerando come valore in ogni banda quello corrispondente alla frequenza centrale di ciascuna banda.

Si consideri il caso di un moto armonico semplice (fig. 51.5.a) di frequenza f_o. Se sopra un diagramma cartesiano si riportano sull'asse delle x la frequenza e sull'asse delle y il livello di pressione sonora, si ottiene la fig. 51.5.b, comprendente un segmento verticale L_p in corrispondenza del valore f_o sull'asse delle frequenze.

Se invece l'onda sonora ha l'andamento di fig. 51.5.c, somma di tre onde sinusoidali aventi frequenze f_o, $2f_o$, $3f_o$, si ottiene il diagramma di fig. 51.5.d, consistente in tre segmenti verticali di lunghezza proporzionale ai livelli di pressione sonora, riportati in corrispondenza dei valori di f_o, $2f_o$, $3f_o$ delle ascisse.

La fig. 51.5.e si riferisce infine a un'onda sonora qualsiasi, caratterizzata da una componente L_p per ogni frequenza: in tale caso (di gran lunga il più frequente in pratica), per rappresentare graficamente i livelli di pressione relativi ad ogni onda componente, si dovrebbero tracciare innumerevoli segmenti verticali, a distanze infinitesime fra loro; conviene pertanto riferirsi al livello per *classi* o *bande di frequenza* (fig. 51.5.f). A quest'ultimo diagramma si dà il nome di *spettro di frequenza*.

La massima larghezza di banda adottata in pratica è la *ottava*, caratterizzata dal fatto che il limite superiore di ciascuna classe è esattamente il doppio del limite superiore della classe precedente (quest'ultimo rapporto definisce l'intervallo che in musica è chiamato ottava, donde il nome di bande d'ottava). Ogni banda d'ottava è definita dalla frequenza centrale (o nominale) f_m, coincidente con la media geometrica delle frequenze limite superiore e inferiore f_1 e f_2:

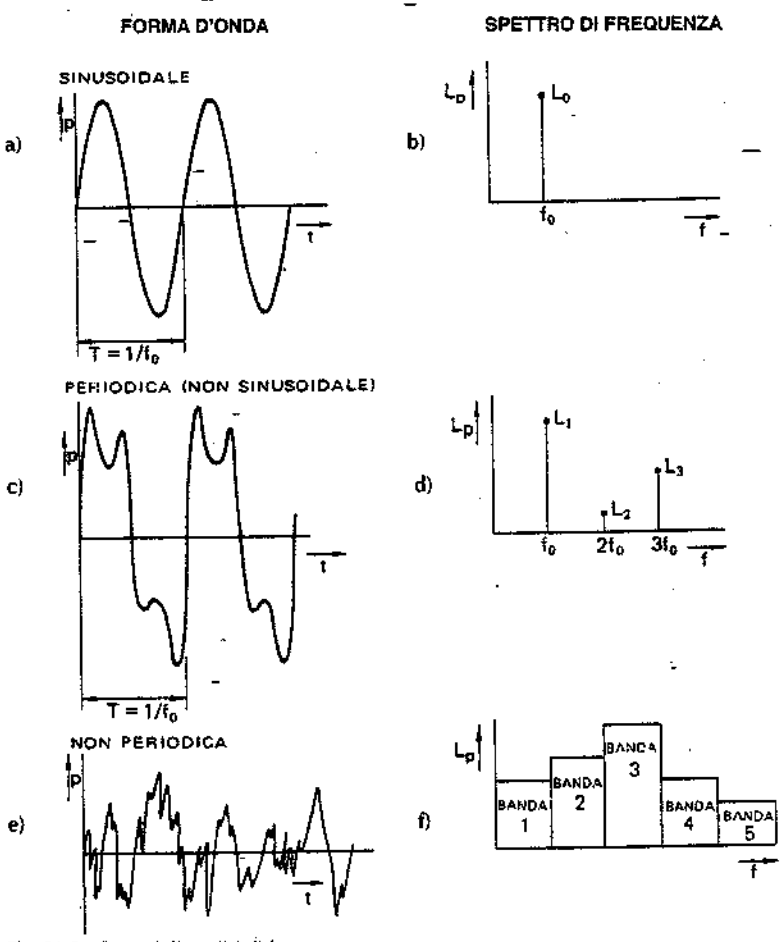


Fig. 51.5 – Esempi di analisi di frequenza.

(51.16) $$f_m = \sqrt{f_1 \cdot f_2}; \qquad f_1 = \frac{f_m}{\sqrt{2}}; \qquad f_2 = \sqrt{2 f_m}$$

Quando occorrono informazioni più dettagliate, si fa riferimento a bande più ristrette, in particolare di un *terzo d'ottava*, corrispondenti ciascuna a un terzo di banda d'ottava.

Ogni terzo d'ottava è caratterizzato dalle seguenti relazioni fra la frequenza centrale f_m ed i limiti di frequenza superiore e inferiore f_1 e f_2:

(51.17) $$f_m = \sqrt{f_1 \cdot f_2}; \qquad f_1 = \frac{f_m}{\sqrt[3]{2}}; \qquad f_2 = \sqrt[3]{2 f_m}$$

La tab. 51.VI fornisce le bande d'ottava e di terzi d'ottava normalizzate: gli apparecchi di misura di uso industriale analizzano i livelli sonori in tali bande.

Per misure più accurate o per scopi particolari si eseguono – mediante apparecchi speciali – analisi "in banda stretta", consistenti nel valutare, e riportare sullo spettro di frequenza, il livello di pressione sonora in ciascuna banda di ampiezza costante per tutto il campo di misura (normalmente 3, 10, 50 Hz).

La fig. 51.6 evidenzia il rumore prodotto da una macchina analizzato a bande d'ottava, a terzi d'ottava e a banda costante di 10 Hz.

Il livello di pressione sonora in ogni banda d'ottava è il cosiddetto *livello di pressione sonora di banda d'ottava* o, più brevemente, *livello di banda d'ottava* (mentre – come già sappiamo – il diagramma che fornisce i livelli di banda in funzione della frequenza è chiamato *spettro*). Tale livello è riportato sulla verticale tracciata per la frequenza centrale della banda corrispondente. Per esempio, se 64 dB è il livello di pressione sonora nella banda d'ottava 353–707 Hz, tale valore è riportato sulla verticale per $\sqrt{353.707} \approx 500$ Hz.

Quando si confronta una banda a 1/3 di ottava con una banda ad una ottava avente la stessa frequenza centrale, bisogna sommare l'energia delle due bande adiacenti, anch'esse a 1/3 di ottava; qualora queste abbiano la stessa energia di quella selezionata, in luogo della suddetta sommatoria basta aumentare il livello della banda selezionata di 4,8 dB.

Tabella 51.VI – Bande di ottava e di terzi di ottava normalizzate.

Frequenze centrali bande d'ottava Hz	Limiti delle bande Hz	Frequenze centrali di terzi d'ottava Hz	Limiti delle bande Hz
	22		22
		25	28
31,5		31,5	35
		40	44
	44		44
		50	57
63		63	71
		80	88
	88		88
		100	113
125		125	141
		160	176
	176		176
		200	225
250		250	283
		315	353
	353		353
		400	440
500		500	565
		630	707
	707		707
		800	880
1000		1000	1130
		1250	1414
	1414		1414
		1600	1760
2000		2000	2250
		2500	2825
	2825		2825
		3150	3530
4000		4000	4400
		5000	5650
	5650		5650
		6300	7070
8000		8000	8800
		10000	11300
	11300		11300
		12500	14140
16000		16000	17600
		20000	22500
	22500		22500

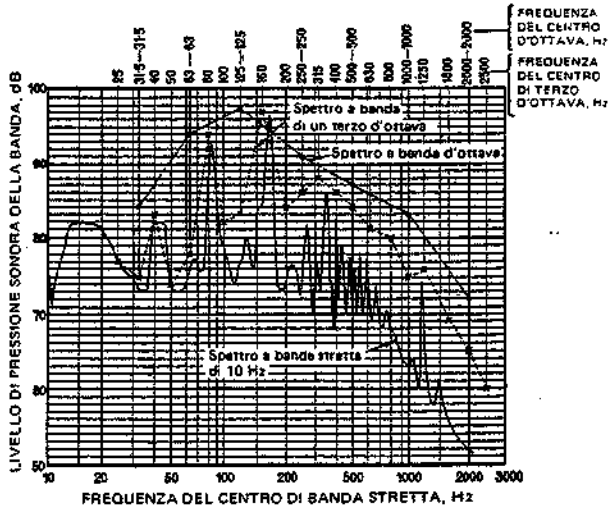


Fig. 51.6 – Spettri di frequenza del rumore di una macchina.

51.3. CAMPI SONORI

Quando una sorgente sonora irradia nello spazio circostante delle onde sonore, allo spazio interessato da tali onde si dà il nome di *campo sonoro*.

Esaminiamo alcuni tipi di campi sonori semplici, al fine di evidenziare come avviene in essi la propagazione.

Campo libero o diretto

È definito *campo sonoro libero* o *diretto* un mezzo omogeneo, isotropico, privo di ostacoli e barriere (e quindi di riflessioni sonore). In pratica, si ha ancora un campo libero quando l'effetto di ostacoli e delimitazioni nella zona interessata è trascurabile (l'ostacolo deve essere piccolo rispetto alla lunghezza d'onda del suono).

Possono pertanto essere considerati campi liberi: lo spazio, un locale molto grande (rispetto alle dimensioni della sorgente ed alla lunghezza d'onda del suono), una *camera anecoica* (cioè un locale caratterizzato da pareti, pavimento e soffitto atti ad assorbire pressoché tutta l'energia sonora incidente).

Sovente, le sorgenti rumorose reali sono distribuite su aree di notevole estensione, sia che si tratti – per esempio – di una macchina singola grande, sia che si tratti di un gruppo di macchine piccole.

In tali casi, le considerazioni che saranno di seguito riportate, valgono a distanze maggiori di 2-3 volte la dimensione lineare più grande della sorgente: per distanze minori si registra il cosiddetto *campo vicino*, sensibilmente diverso dal campo libero.

Una sorgente sonora omnidirezionale in un campo libero emette energia sonora

uniformemente in tutte le direzioni. Come già sappiamo, supposto che la potenza sonora rimanga costante, l'intensità diminuisce con il quadrato della distanza dalla sorgente (v. l'equazione 51.4).

Inoltre, per la (51.5), la pressione sonora varia con la radice quadrata dell'intensità e perciò diminuisce con la distanza dalla sorgente.

Per esempio, se p_1 e p_2 sono le pressioni sonore alle distanze r_1 e r_2, risulta:

(51.18) $$p_2 = p_1 \frac{r_1}{r_2}$$

Generalizzando, si scrive:

(51.19) $$p = p_o \frac{r_o}{r} = \frac{\text{costante}}{r}$$

dove:

p_o = pressione sonora alla distanza r_o dalla sorgente;

p = pressione sonora in un punto distante r dalla sorgente sonora.

La (51.19) evidenzia che, in un campo libero:

a) il prodotto della pressione sonora per la distanza è costante;

b) il suono si diffonde per onde sferiche e la pressione sonora varia inversamente alla distanza.

Per la (51.9 bis) risulta anche

$$L_2 = 20 \lg \frac{p_2}{2 \cdot 10^{-5}} = 20 \lg \frac{p_1 r_1}{2 \cdot 10^{-5} r_2}$$

La differenza di livello di pressione sonora fra i punti 1 e 2 vale:

$$L_1 - L_2 = 20 \lg \frac{r_2}{r_1}$$

Si può anche scrivere:

(51.20) $$L_2 = L_1 - 20 \lg \frac{r_2}{r_1}$$

In generale, l'espressione che dà il livello di pressione sonora alla distanza r si scrive:

(51.21) $$L_p = L_o - 20 \lg \frac{r}{r_o}$$

essendo $L_o = 20 \lg p_o / 2 \cdot 10^{-5}$ il livello di pressione sonora alla distanza r_0.

La (51.21) fornisce la legge dell'inverso della distanza in forma logaritmica. Pertanto, se r raddoppia (cioè $r = 2r_o$), il livello di pressione sonora diminuisce di 6 dB; se la distanza si dimezza, il livello aumenta di 6 dB (4). A tale proprietà del campo libero si dà il nome di *divergenza* (5).

(4) Se, anziché a una sorgente puntiforme, si fa riferimento a una sorgente lineare, sempre in un campo libero, le onde sonore, che nel caso precedente erano sferiche, risultano cilindriche e la pressione sonora varia inversamente alla radice quadrata della distanza. Corrispondentemente, il livello di pressione sonora diminuisce di 3 dB quando la distanza raddoppia.

(5) In pratica, anziché la (51.21), si applica l'espressione

(51.21 bis) $$L_p = L_o - 10 \lg \left(\frac{r}{r_o} \right)^2$$

Ricordando le formule fondamentali (51.6), (51.9), (51.10), si può pervenire alla seguente espressione, che fornisce il livello di pressione sonora in un campo libero in funzione della potenza sonora emessa uniformemente in tutte le direzioni da una sorgente puntiforme:

(51.22) $$L_p = L_w - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 10 \lg 4\pi - 10 \lg \frac{\rho c}{400}$$

dove r_o si assume convenzionalmente uguale a 1 m.

Nella (51.22), $10 \lg 4\pi \approx 11$ dB, mentre il termine $10 \lg \frac{\rho c}{400}$ è trascurabile nei normali problemi pratici. Pertanto, la (51.22) si semplifica nella

(51.23) $$L_p = L_w - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 11$$

Se, come spesso avviene, la sorgente si trova in prossimità del suolo, anziché $10 \lg 4\pi$, si deve considerare $10 \lg 2\pi = 8$ dB. Pertanto, la (51.23) diventa, nello spazio libero semisferico:

(51.24) $$L_p = L_w - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 8$$

Le (51.23) e (51.24) possono anche essere utilizzate per valutare L_w, ove sia noto L_p in un punto distante r dalla sorgente.

Tanto L_p quanto L_W sono rilevati in ciascuna banda di frequenza interessata.

Consideriamo il caso di una sorgente direzionale: il livello di pressione sonora nella direzione "preferenziale" di emissione supera il livello medio riferito a tutte le direzioni (a parità di distanza) dell'entità

(51.25) $$G = L_d - L_m \quad \text{(dB)}$$

denominata *guadagno direzionale*.

Con riferimento alle definizioni di fattore di direttività Q_θ e di livello di pressione sonora, si ottiene

(51.25 bis) $$G = 10 \lg Q_\theta \quad \text{(dB)}$$

La (51.23) diventa, nel caso di una sorgente puntiforme libera nello spazio:

(51.26) $$L_\theta = L_w + G - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 11$$

Analogamente la (51.24), relativa a un campo sonoro semisferico:

(51.27) $$L_\theta = L_w + G - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 8$$

Il campo libero è realizzato nelle camere di misura anecoiche.

Campo diffuso o riverberante

In un ambiente chiuso, una sorgente sonora puntiforme dà luogo a un campo di radiazioni (campo sonoro) le cui caratteristiche cambiano con la distanza dalla sorgente. Infatti, le pareti del locale riflettono parte del suono emesso dalla sorgente sonora. La fig. 51.7 evidenzia qualitativamente quanto avviene allorché un'onda sonora incontra una parete del locale: una parte dell'energia sonora incidente attraversa la parete, una parte è assorbita dalla parete stessa e una terza è riflessa nell'ambiente.

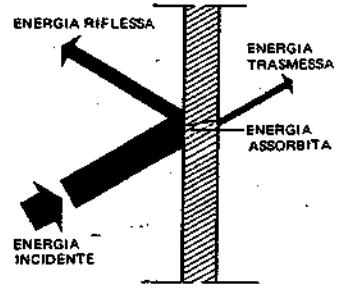


Fig. 51.7 – Riflessione, assorbimento e trasmissione di un'onda sonora da parte di una parete.

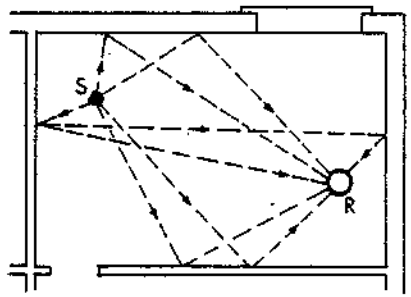


Fig. 51.8 – Campo diffuso o riverberante.

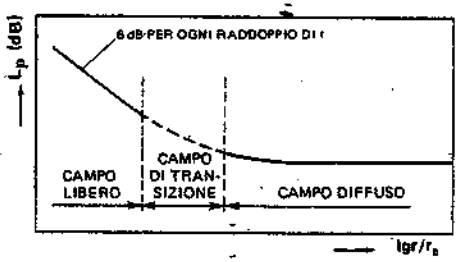


Fig. 51.9 – Campi sonori generati da una sorgente puntiforme all'interno di un locale.

In conseguenza della riflessione (la parte di energia sonora riflessa è ovviamente tanto maggiore quanto minore è la parte di energia assorbita e trasmessa), nei vari punti del locale il livello di pressione sonora che si rileva è la risultante dell'energia sonora proveniente direttamente dalla sorgente e dell'energia sonora proveniente dalle altre direzioni per effetto della riflessione sulle pareti (fig. 51.8): tale campo sonoro si chiama *diffuso* o *riverberante*.

In esso, in conseguenza del tempo di propagazione, l'energia sonora non si annulla subito dopo che è cessata l'emissione di energia da parte della sorgente. Si chiama *riverbero* o *riverberazione* tale persistenza del suono dentro un locale.

In definitiva, in un ambiente chiuso il campo sonoro segue una legge analoga alla (51.21) in prossimità della sorgente (campo libero), mentre a distanza sufficientemente grande il suono (diffuso) mantiene un valore pressappoco costante; fra tali due situazioni, sussiste una zona di transizione (fig. 51.9).

Nella cosiddetta *camera riverberante*, costituita da un vasto ambiente a pareti lisce e riflettenti, si può ottenere un campo diffuso, tranne che nelle immediate vicinanze della sorgente sonora.

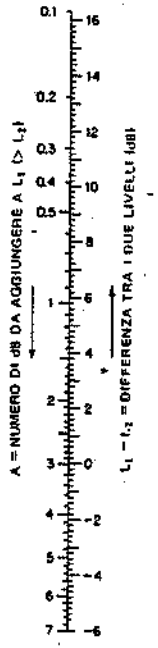


Fig. 51.10 – Numero di decibel da aggiungere al livello di pressione sonora L_1 per ottenere il livello risultante dalla combinazione di L_1 e L_2.

La rumorosità negli ambienti chiusi sarà ripresa più avanti (§ 51.7), dato l'interesse che riveste per il tecnico impiantista.

51.4. COMBINAZIONE DI LIVELLI SONORI

Sovente, nella pratica, si ha a che fare con diverse sorgenti di rumore, anziché con una sola. In tali casi, ricordando che si tratta di quantità logaritmiche, il livello di pressione sonora non è dato dalla sommatoria dei singoli livelli di pressione sonora. La fig. 51.10 consente di valutare il livello globale di due sorgenti sonore in funzione della differenza fra i due livelli sonori.

Consideriamo, ad esempio, due fonti rumorose caratterizzate ciascuna da un livello di pressione sonora di 80dB. La differenza fra i due livelli è nulla. In base alla fig. 51.10, il livello globale con le due fonti funzionanti è di 83dB. Supponiamo ancora che il livello di una fonte sia di 80dB, quello dell'altra fonte di 76dB; poiché $L_1 - L_2 = 4$dB, il livello globale risulta pari a 81,5dB.

Quando le sorgenti sonore sono tre o più, si considerano dapprima due di loro e si trova il livello risultante; quindi si combina questo con il livello di pressione sonora della terza sorgente e così via.

Come si rileva dalla figura citata, il livello risultante da due fonti rumorose supera al massimo di 3dB il livello singolo più elevato. Inoltre, se una delle fonti è caratterizzata da un livello molto più basso dell'altra, il livello globale non si scosta molto dal livello singolo più elevato.

La fig. 51.10 è stata costruita applicando la formula risolutiva ottenuta come di seguito indicato. In base alla espressione (51.10), si può scrivere:

$$L_{W_1} = 10 \lg \frac{W_1}{W_o}; \quad L_{W_2} = 10 \lg \frac{W_2}{W_o}$$

dove:
W_1 = potenza sonora della prima sorgente, in watt;
W_2 = potenza sonora della seconda sorgente, in watt (si suppone $W_1 > W_2$);
W_o = potenza sonora di riferimento, 10^{-12} watt.

$$\frac{L_{W_1}}{10} = \lg \frac{W_1}{W_o}; \quad \frac{L_{W_2}}{10} = \lg \frac{W_2}{W_o};$$

$$10^{L_{W_1}/10} = \frac{W_1}{W_o}; \quad 10^{L_{W_2}/10} = \frac{W_2}{W_o};$$

$$W_1 = W_o \cdot 10^{L_{W_1}/10}; \quad W_2 = W_o \cdot 10^{L_{W_2}/10};$$

$$W_{tot} = W_1 + W_2; \quad \frac{W_1 + W_2}{W_o} = 10^{L_{W_1}/10} + 10^{L_{W_2}/10}$$

$$L_{W_{tot}} = 10 \lg \frac{W_1 + W_2}{W_o} = 10 \lg (10^{L_{W_1}/10} + 10^{L_{W_2}/10})$$

$$L_{W_{tot}} - L_{W_1} = 10 \lg (10^{L_{W_1}/10} + 10^{L_{W_2}/10}) - L_{W_1}$$

Posto $X = L_{W_1} - L_{W_2}$, risulta

$$L_{W_2} = L_{W_1} - X$$

e infine, con alcuni accorgimenti, si perviene alla

(51.28) $$L_{W_{tot}} - L_{W_1} = 10 \lg (1 + 10^{-X/10})$$

con la quale si può costruire la fig. 51.10 o altra equivalente.

Il livello sonoro di N sorgenti aventi lo stesso livello sonoro può essere ottenuto aggiungendo 10 lgN al livello sonoro L_1 di una sola sorgente:

(51.29) $$L_N = L_1 + 10 \lg N$$

51.5. RUMORE DI FONDO

Normalmente, specie negli ambienti industriali, un rumore non è presente da solo, ma è "disturbato" dalla presenza di altri rumori. L'insieme di questi rumori che interferiscono con il suono in esame costituisce il cosiddetto *rumore di fondo*. Quest'ultimo, in pratica, si misura dopo aver temporaneamente disattivato la sorgente rumorosa; successivamente, si misura il livello sonoro totale (sorgente rumorosa + rumore di fondo).

Il rumore prodotto dalla sorgente può ottenersi applicando un procedimento analogo a quello indicato per valutare il livello sonoro globale di due o più suoni. L'equazione risolutiva si ottiene come di seguito esposto.

$$L_{W_{tot}} = 10 \lg \frac{W_{tot}}{W_o}; \quad L_{W_2} = 10 \lg \frac{W_2}{W_o}$$

dove:
W_{tot} = potenza sonora totale, in watt;
W_2 = potenza sonora di fondo, in watt;
W_o = potenza di riferimento = 10^{-12} watt.

$$\frac{L_{W_{tot}}}{10} = \lg \frac{W_{tot}}{W_o}; \quad \frac{L_{W_2}}{10} = \lg \frac{W_2}{W_o}$$

$$10^{L_{W_{tot}}/10} = \frac{W_{tot}}{W_o}; \quad 10^{L_{W_2}/10} = \frac{W_2}{W_o};$$

$$W_{tot} = W_o \cdot 10^{L_{W_{tot}}/10}; W_2 = W_o \cdot 10^{L_{W_2}/10}$$

Sia W_1 la potenza della sorgente sonora in esame:

$$W_1 = W_{tot} - W_2 = W_o \cdot 10^{L_{W_{tot}}/10} - W_o \cdot 10^{L_{W_2}/10}$$

$$\frac{W_1}{W_o} = 10^{L_{W_{tot}}/10} - 10^{L_{W_2}/10}$$

$$L_{W_1} = 10 \lg \frac{W_1}{W_o} = 10 \lg (10^{L_{W_{tot}}/10} - 10^{L_{W_2}/10})$$

$$L_{W_{tot}} - L_{W_1} = L_{W_{tot}} - 10 \lg (10^{L_{W_{tot}}/10} - 10^{L_{W_2}/10})$$

Posto

$$X = L_{W_{tot}} - L_{W_2}$$

si può scrivere:

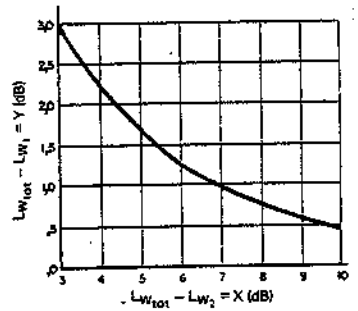
$$L_{W_2} = L_{W_{tot}} - X.$$

e quindi, attraverso alcuni accorgimenti, si ottiene la formula risolutiva seguente:

(51.30) $$L_{W_{tot}} - L_{W_1} = Y = -10 \lg (1 - 10^{-X/10})$$

con la quale si è costruito il diagramma di fig. 51.11.

La (51.30) conduce a risultati sufficientemente approssimati (l'errore di valutazione è di 1÷1,5 dB) a condizione che la sorgente da sottoporre a misura abbia un livello sonoro superiore di almeno 5 dB rispetto al rumore di fondo.



X = differenza fra rumore totale e rumore di fondo
Y = decibel da sottrarre dal rumore totale per ottenere il rumore della sorgente.

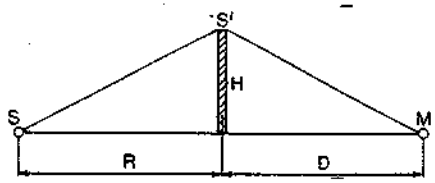
Fig. 51.11 – Determinazione del rumore dovuto a una sorgente quando siano noti il rumore totale ed il rumore di fondo.

51.6. RIDUZIONE DEL SUONO MEDIANTE BARRIERE E PARETI

Esaminiamo ciò che avviene quando una barriera avente massa sufficiente (come minimo 20 kg/m²) è interposta tra una sorgente sonora in campo libero e un punto di rilevamento (fig. 51.12).

Un osservatore posto nella zona d'ombra della barriera e a una certa distanza dalla stessa, ha la sensazione che il suono provenga da una sorgente lineare situata lungo il bordo superiore della barriera (in effetti, il suono raggiunge il ricevitore per diffrazione su tale bordo). L'intensità della sorgente virtuale è proporzionale all'intensità sonora incidente sul bordo della barriera.

Se la sorgente è puntiforme, la pressione diminuisce in proporzione diretta alla



S = sorgente sonora puntiforme
M = microfono
H = altezza della barriera

Fig. 51.12 – Geometria della propagazione del suono, proveniente da una sorgente puntiforme, oltre una barriera.

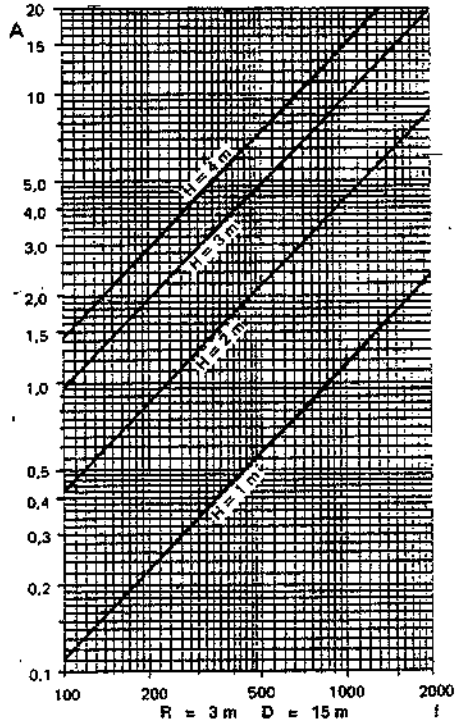


Fig. 51.13 – Attenuazione del suono provocata da una barriera in funzione della frequenza e dei parametri R, D e H (fig. 51.12).

distanza fra sorgente e ostacolo. Se invece la sorgente è lineare (di lunghezza infinita e parallela alla barriera), la diminuzione della pressione sonora risulta proporzionale alla radice quadrata della distanza. In questo secondo caso, se la distanza fra il bordo superiore dell'ostacolo e l'osservatore è molto più piccola di quella fra la sorgente e lo stesso bordo, l'osservatore ha la sensazione che la sorgente si trovi all'estremità superiore della barriera; mentre se la sorgente è molto più vicina all'ostacolo di quanto non lo sia l'osservatore, la sorgente virtuale sembra all'osservatore di estensione limitata e la propagazione delle onde sonore dalla parete tende a quella sferica.

Una formula frequentemente utilizzata per valutare l'attenuazione dovuta a un ostacolo diritto e rigido nei confronti del suono proveniente da una sorgente sonora puntiforme è la seguente:

$$(51.31) \qquad A = \frac{2}{\lambda}\left\{R\left[\sqrt{1+\left(\frac{H}{R}\right)^2}-1\right]+D\left[\sqrt{1+\left(\frac{H}{R}\right)^2}-1\right]\right\}$$

nella quale (fig. 51.12):

A = attenuazione del suono (dB);
λ = lunghezza d'onda (m);
R = distanza fra sorgente e barriera (m);
D = distanza fra barriera e ricevitore (m);
H = altezza della barriera (m), misurata perpendicolarmente alla congiungente la sorgente e il ricevitore.

Se $D \gg R \geq H$, la (51.31) si può semplificare nella

$$(51.31\text{-bis}) \qquad A \approx \frac{H^2}{\lambda R}$$

La figura 51.13 è stata costruita in base alla formula (51.31), assumendo valori costanti per R e D e variabili per λ: come si può rilevare, l'attenuazione aumenta all'aumentare della frequenza del suono (ovvero al diminuire della lunghezza d'onda).

Se anziché una barriera in un campo libero si considera una parete fra due ambienti in uno dei quali si trova la sorgente sonora, la riduzione del suono conseguibile è strettamente legata al *potere fonoisolante* (o *fonoisolamento*) della struttura divisoria. Tale proprietà è misurata in decibel e dipende, oltre che dalle caratteristiche costruttive, anche dalla posa in opera delle barriere.

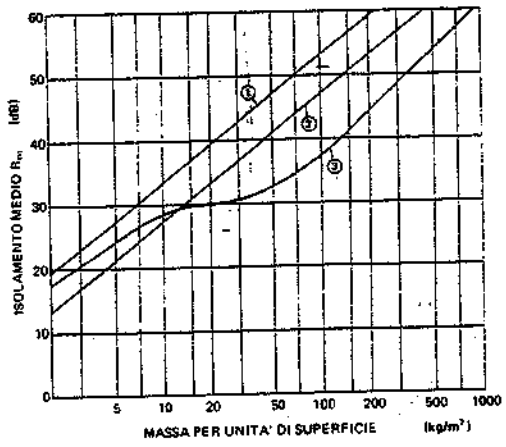
L'isolamento R_m di una parete divisoria *omogenea* segue normalmente la *legge di massa*, ossia

$$(51.32) \qquad R_m = 20 \lg \frac{2\pi f m}{2\rho c} \quad (dB)$$

dove:

f = frequenza dell'onda sonora (s^{-1});
m = massa areica della parete (kg/m^2);
ρ = massa volumica dell'aria (kg/m^3);
c = velocità di propagazione del suono nell'aria (m/s).

Secondo tale legge, raddoppiando m o f, l'isolamento aumenta di 6dB (fig. 51.14). In pratica, si registrano numerose eccezioni alla (51.32), nel senso che per determinate frequenze l'isolamento risulta minore (fig. 51.15). Le frequenze per le quali si verificano i fenomeni suddetti sono concentrate attorno a valori bassi, detti *frequenze di risonanza*, ed a valori più elevati detti *frequenze di coincidenza*. Tali fenomeni possono essere attenuati rendendo "smorzante" la struttura isolante, ad esempio mediante l'applicazione di prodotti antirombo.



① - Isolamento teorico per incidenza normale
② - Isolamento teorico per incidenza diffusa
③ - Isolamento medio sperimentale

Fig. 51.14 – Fonoisolamento R_m di una struttura divisoria in funzione del suo peso unitario, alla frequenza di 565 Hz.

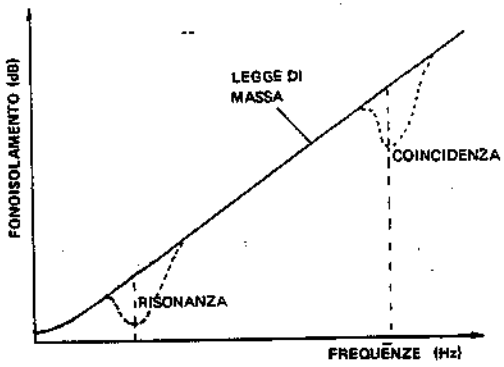


Fig. 51.15 – Fonoisolamento di una parete semplice.

51.7. DIFFUSIONE DEL RUMORE NEGLI AMBIENTI

Molte sorgenti di rumore si trovano all'interno di ambienti chiusi, le cui strutture di chiusura (pareti, coperture, ecc.) sono caratterizzate da dimensioni e materiali costruttivi diversi, in grado di assorbire e di diffondere il suono in misura diversa. In tali ambienti, anche la presenza di oggetti e persone contribuisce all'assorbimento ed alla diffusione delle onde sonore. Ne consegue che il campo sonoro dentro locali richiede una trattazione particolare, che peraltro limiteremo al caso di locali di dimensioni molto superiori alla lunghezza d'onda dei suoni in essi prodotti.

Il campo sonoro, in qualsiasi punto interno a un ambiente, può essere descritto mediante l'intensità (flusso di potenza per unità di area) delle onde sonore che si propagano nell'ambiente stesso. Oppure si può fare riferimento alla pressione sonora quadratica media, ricavata come media dei valori misurati entro un certo volume racchiudente quel punto.

Nel caso dei locali chiusi di cui ci stiamo occupando, più che l'intensità sonora interessa la *densità di energia sonora* ovvero l'*energia per unità di volume* (6).

Come già sappiamo, quando le onde sonore raggiungono una superficie o un oggetto, parte della loro energia viene assorbita (fig. 51.7). L'efficienza dell'assorbimento sonoro della superficie è espressa attraverso il *coefficiente di assorbimento* α, definito come rapporto fra l'energia sonora assorbita da una superficie di estensione infinita e l'energia sonora incidente sulla stessa. Tale coefficiente è funzione della frequenza del suono, della natura e dello spessore del materiale, delle modalità di posa in opera di quest'ultimo, dell'angolo di incidenza del suono e così via.

Il coefficiente di assorbimento risulta molto basso per materiali rigidi, compatti e a superficie liscia (nel caso del marmo, $\alpha \approx 0{,}01$), mentre assume valori elevati nel caso dei materiali porosi che assorbono alte percentuali dell'energia sonora incidente e ne riflettono una parte minima (un pannello di fibra di vetro avente adeguato spessore può raggiungere valori di α fino a $\approx 0{,}90$).

La tab. 51.VII fornisce i valori di α di determinati materiali per alcune frequenze.

In pratica, si ricorre talvolta a strutture composte da due o più materiali diversi.

La misura del coefficiente di assorbimento si esegue, con modalità specificate da norme, in camera riverberante e con suono diffuso.

Quando si deve valutare l'energia sonora diffusa in un determinato ambiente, nel quale sono presenti superfici costituite da materiali assorbenti diversi, si considera un coefficiente di assorbimento medio

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^{n} S_i \alpha_i}{\sum_{i=1}^{n} S_i} \tag{51.33}$$

dove:

α_i = coefficiente di assorbimento della superficie i, adimensionale;

S_i = area della superficie fonoassorbente i (m^2). Risulta ovviamente $S = \Sigma S_i$ = area totale delle pareti, del soffitto e del pavimento del locale.

(6) Ricordiamo la relazione fra il quadrato della pressione sonora media (in un certo volume) e la densità di energia sonora D (espressa in W·s/m³):

$$D = \frac{p_m^2}{\rho c^2} \tag{51.15}$$

Tabella 51.VII – Valori del coefficiente di assorbimento acustico di alcuni materiali.

Materiale	Frequenze in Hz		
	125	500	2000
Parete in mattoni Parete in calcestruzzo	0,02	0,03	0,05
Parete in marmo lucidato	0,01	0,01	0,02
Pavimento in legno levigato o linoleum	0,02	0,03	0,03
Pavimento in battuto di cemento o in marmette	0,01	0,02	0,03
Pavimento in gomma	0,04	0,06	0,08
Lamierino acciaio forato al 10% con retrostante fibra di vetro spessore 25 mm (30 kg/m³)	0,10	0,50	0,92
Lamierino acciaio forato al 3% con retrostante fibra di vetro spessore 25 mm	0,10	0,65	0,50
Pannelli in gesso forati al 12% con retrostante:			
fibra di vetro spessore 20 mm (30 kg/m³)	0,40	0,80	0,60
fibra di vetro spessore 30 mm (30 kg/m³)	0,14	0,79	0,88
lana di roccia spessore 30 mm (50 kg/m³)	0,12	0,60	0,76
Lamierino di alluminio in strisce sagomate (doghe) forato al 15% con retrostante:			
fibra di vetro spessore 25 mm	0,10	0,50	0,80
fibra di vetro spessore 50 mm	0,25	0,50	0,88
fibra di vetro spessore 100 mm	0,55	0,90	0,90
Pannello poroso in fibra di legno pressata, a parete	0,10	0,20	0,30
Gruppo di persone (*)	0,50	0,80	0,90

(*) Si tiene conto della superficie (in pianta) occupata dalle stesse attribuendo a tale superficie il coefficiente medio di assorbimento riportato in tabella.

Consideriamo una sorgente sonora lontana dalle pareti e di potenza W (watt).

La densità di energia (watt·s/m³) del *campo diretto* (v. § 51.3), cioè privo di onde riflesse, vale, in base alle (51.15) e (51.8):

$$D_o = W \frac{Q_\theta}{c} \cdot \frac{1}{4\pi r^2} \tag{51.34}$$

dove:

Q_θ = fattore di direttività della sorgente nella direzione θ (adimensionale);

r = distanza dalla sorgente (m).

All'aumentare della distanza dalla sorgente, la *densità di energia del campo sonoro diretto* diventa dapprima eguale e poi inferiore a quella del *campo diffuso* il quale è dovuto, oltre che alla sorgente reale, a tutte le riflessioni sulle pareti e sugli oggetti. Si dimostra che la densità di energia (in condizioni stazionarie) in un campo diffuso è data dalla:

$$D_R = \frac{4\,W\,(1-\bar{\alpha})}{c\,S\bar{\alpha}} = \frac{4\,W}{cR} \tag{51.35}$$

dove $R = S\bar{\alpha}/1-\bar{\alpha}$ è la cosiddetta *costante del locale* (m^2) ed $\bar{\alpha}$ è il coefficiente di assorbimento medio del locale, valutabile mediante l'equazione (51.33).

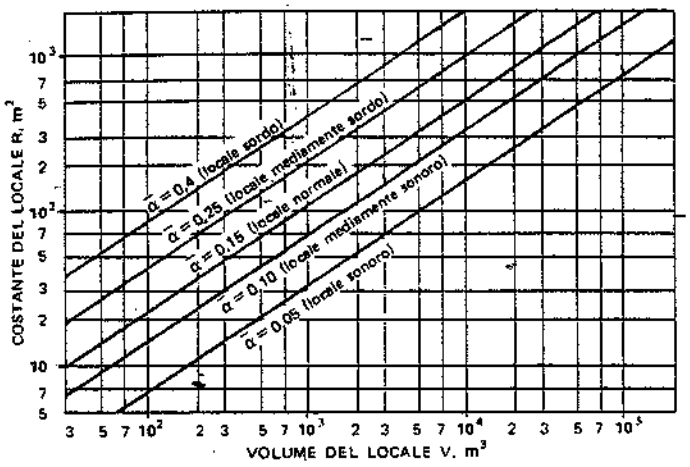


Fig. 51.16 – Valori di R in funzione del volume di locali caratterizzati da valori diversi del coefficiente di assorbimento medio $\bar{\alpha}$ ed aventi dimensioni rispecchianti all'incirca le proporzioni 1:1,5:2.

La costante R dipende dunque dalle dimensioni del locale e dai materiali che costituiscono o rivestono le pareti, il soffitto ed il pavimento.

La fig. 51.16 fornisce la costante R di locali aventi dimensioni che stanno all'incirca nelle proporzioni 1:1,5:2, in funzione del volume e per alcuni valori del coefficiente di assorbimento medio $\bar{\alpha}$ dei locali stessi.

Sovente, a R si sostituisce $S\,\bar{\alpha}$ (7), per cui la (51.35) diventa

(51.35 bis) $$D_R = \frac{4W}{c\,S\bar{\alpha}}$$

In definitiva, in un punto situato alla distanza r da una sorgente sonora, il campo diretto è dato dalla (51.34), mentre il campo diffuso è dato dalla (51.35). La densità di energia totale vale quindi

(51.36) $$D = D_0 + D_R = \frac{W}{c}\left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right)$$

oppure, in termini di pressione sonora quadratica media (v. equazione 51.15):

(51.36 bis) $$p^2 = \rho\, c\, W\left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \qquad \left(\frac{N^2}{m^4}\right)$$

In base alle (51.9) e (51.10), il livello di pressione sonora L_p è dato dalla

(51.37) $$L_p = L_W + 10\lg\left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \qquad (dB)$$

La (51.37) contiene la costante del locale R, funzione del coefficiente di assorbimento medio $\bar{\alpha}$. Come già si è detto, in prima approssimazione è sovente accettabile

(7) La sostituzione di $R = S\,\bar{\alpha}/(1-\bar{\alpha})$ con $S\bar{\alpha}$ è ammissibile se $\bar{\alpha} \leq 0{,}3$: infatti, in tale caso, il risultato finale risulta modificato, al massimo, di circa 1 dB.

sostituire a R l'assorbimento sonoro totale $S\bar{\alpha}$ nelle (51.36) e (51.37). In particolare, quest'ultima equazione diventa:

(51.38) $$L_p = L_W + 10\lg\left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{S\bar{\alpha}}\right)$$

dove:

$$L_W = 10\lg\frac{W}{10^{-12}} \qquad (dB)$$

essendo:

- W = potenza irradiata dalla sorgente (watt);
- Q_θ = fattore di direttività della sorgente nella direzione θ, funzione delle caratteristiche sonore della sorgente e della posizione di questa nel locale:
- r_2 = quadrato della distanza dalla sorgente (m^2);
- S = area totale di tutte le superfici del locale (m^2);
- $\bar{\alpha}$ = coefficiente di assorbimento medio del locale.

La fig. 51.17.a fornisce i valori di $L_p - L_W$ in funzione di $\frac{r}{\sqrt{Q_\theta}}$ e di R.

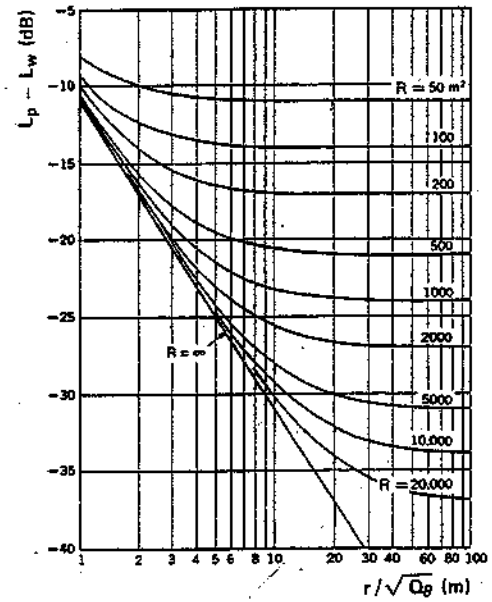


Fig. 51.17.a – Differenza fra il livello di pressione sonora L_p ed il livello di potenza sonora L_W in un locale in funzione della costante R del locale stesso, della distanza r dalla sorgente e del fattore di direttività Q_θ di quest'ultima.

Consideriamo le quantità $Q_\theta/4\pi r^2$ e $4/S\bar{\alpha}$ della (51.38). Esse misurano il contributo dei campi diretto e diffuso al livello di pressione sonora in un dato punto. Se prevale $Q_\theta/4\pi r^2$, il livello di pressione sonora è dovuto in misura maggiore alla radiazione diretta. Se invece $4/S\bar{\alpha}$ è maggiore di $Q_\theta/4\pi r^2$, l'assorbimento del locale gioca un ruolo importante nella determinazione di L_p.

La condizione di campo diffuso prevalente, nel caso di sorgenti omnidirezionali distanti dalle pareti ($Q_\theta = 1$), è data da

$$\frac{4}{S\bar{\alpha}} \gg \frac{1}{4\pi r^2}$$

ossia si verifica quando

$$r^2 \gg \frac{S\bar{\alpha}}{16\pi} = 0{,}02\,S\bar{\alpha}$$

Si chiama *distanza critica* la distanza dalla sorgente sonora a partire dalla quale il campo diretto comincia ad essere inferiore a quello diffuso.

Consideriamo il caso di un operaio in un'officina. Se sosta prevalentemente in prossimità di una macchina rumorosa, egli si trova nel campo diretto ed i materiali fonoassorbenti sulle pareti dell'officina non recano contributi apprezzabili. Se invece

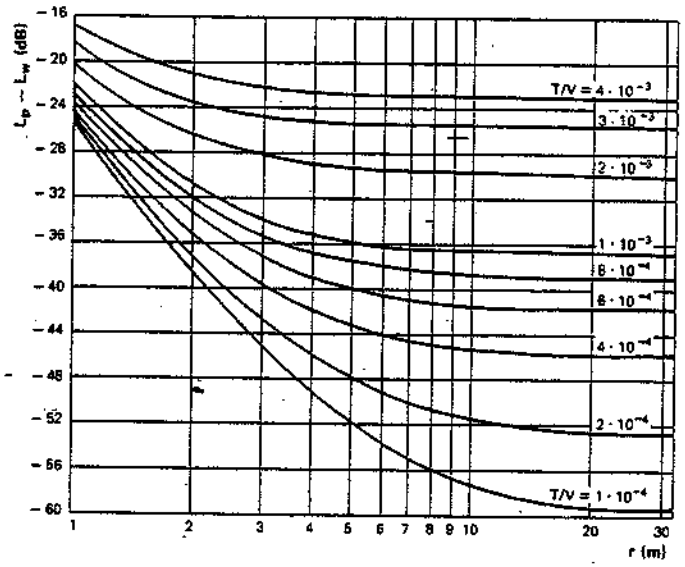


Fig. 51.17.b – Grafico per la determinazione della pressione sonora in un ambiente industriale alla distanza r dalla sorgente, per alcuni valori del rapporto T/V (s/m³) e per $Q_\theta = 1$ (v. pag. 1464).

egli staziona lontano dalla macchina, tali materiali risultano utili. In ogni caso, i materiali fonoassorbenti danno un contributo positivo per gli altri operatori che si trovino lontano dalla macchina suddetta e fuori del campo diretto dovuto ad altre macchine del reparto.

In base a quanto si è visto, in un locale con pareti molto assorbenti (vale a dire con $\bar{\alpha}$ prossimo a 1) e contenente una sola sorgente puntiforme, il livello di potenza sonora è determinato dalla sorgente e diminuisce di 3 dB per ogni raddoppio della distanza. Per contro, in un locale con superfici molto riflettenti ($\bar{\alpha}$ piccolo) e lontano dalla sorgente, il livello sonoro è costante e vale $10\lg 4/S\bar{\alpha}$. Se poi la sorgente si trova in prossimità di una parete riflettente, quest'ultima riflette l'energia sonora, per cui – in analogia con lo specchio ottico – si deve considerare una "sorgente immagine" simmetrica alla reale (fig. 51.18). Di conseguenza, il livello sonoro praticamente raddoppia mentre, se la sorgente si trova in vicinanza di uno spigolo, il livello risulta all'incirca quadruplicato; infine, se la sorgente si trova presso un angolo, il livello risulta otto volte maggiore.

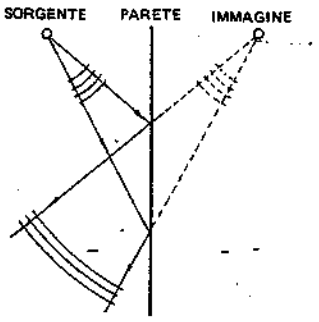


Fig. 51.18 – Un ostacolo piano e liscio riflette un'onda sonora secondo le leggi dell'ottica: l'angolo di incidenza e l'angolo di riflessione sono uguali e giacciono nello stesso piano.

All'atto pratico, si tiene conto di tale fatto attribuendo a Q_θ nelle formule (51.36) e seguenti, i valori (fig. 51.19):

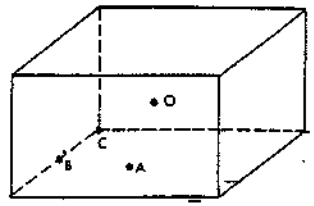
$Q_\theta = 1$ se la sorgente è lontana dalle pareti

$Q_\theta = 2$ se la sorgente è prossima a una parete;

$Q_\theta = 4$ se la sorgente è prossima a uno spigolo;

$Q_\theta = 8$ se la sorgente è prossima a un angolo.

Consideriamo un punto di rilevazione prossimo a una sorgente sonora (ma al di fuori del *campo vicino*): se il rumore cessa, trascorso l'intervallo di tempo t_a occorrente perché l'ultimo suono irradiato dalla sorgente raggiunga l'osservatore, il campo diretto viene meno ed il campo sonoro totale si riduce al solo campo riverberante coesistente in quel punto e che non ha ancora subito alcuna diminuzione (fig. 51.20, fasi *a* e *b*). Quest'ultimo campo resta stazionario fino a quando l'ultima onda sonora del campo diretto è stata riflessa dalle pareti del locale; successivamente, il campo sonoro diffuso diminuisce esponenzialmente come indicato dalla curva *c* della fig. 51.20.



Posizione sorgente	Q_θ
Centro del locale O	1
Centro di una parete A	2
Spigolo fra due pareti B	4
Angolo fra tre pareti C	8

Fig. 51.19 – Valori del fattore di direttività Q_θ di una sorgente sonora in relazione alla posizione di quest'ultima all'interno di un locale.

Tempo di riverberazione

Si definisce *tempo di riverberazione* di un locale il tempo necessario perché il livello di pressione sonora scenda di 60dB.

La formula normalmente utilizzata per valutare il tempo di riverberazione, è quella di *Sabine* (T in secondi):

$$T = \frac{60\ V}{1{,}086c\ S\ \bar{\alpha}} \qquad (51.39)$$

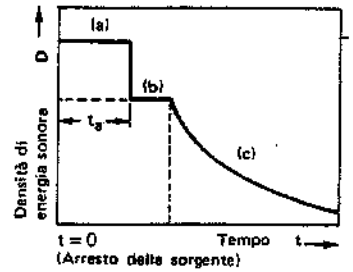


Fig. 51.20 – Variazione del campo sonoro in un punto di un locale, prossimo ad una sorgente sonora che si ferma: (a) campo diretto; (b) campo riverberante; (c) diminuzione progressiva del campo riverberante.

dove:

V = volume del locale (m^3);

S = area totale delle superfici assorbenti (m^2);

$A = S\bar{\alpha}$ = assorbimento totale dell'ambiente (m^2).

La (51.39) è sufficientemente approssimata per le applicazioni pratiche (8).

(8) In effetti la diminuzione del campo sonoro in un locale dipende anche dalle dimensioni di quest'ultimo e dalla dislocazione delle superfici assorbenti, ciò che la (51.39) trascura.

A 20°C, il fattore 60/1,086c della (51.39) assume il valore 0,16. Pertanto, risulta:

(51.39 bis) $$T = 0{,}16\frac{V}{S\bar{\alpha}} = 0{,}16\frac{V}{A}$$

ovvero

(51.39 ter) $$A = S\bar{\alpha} = 0{,}16\frac{V}{T}$$

Quando si considera il tempo di riverberazione in luogo dell'assorbimento totale $S = A\bar{\alpha}$, la (51.38) diventa

(51.40) $$L_p = L_W + 10\lg\left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + 25\frac{T}{V}\right)$$

di impiego corrente nei calcoli.

In particolare, se $\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} \gg 25\frac{T}{V}$ (cioè si ha un campo sonoro prevalentemente diretto), si può considerare:

(51.41) $$L_p = L_W + 10\lg\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} = L_W + 10\lg\frac{Q_\theta}{r^2} - 11$$

mentre se $25\frac{T}{V} \gg \frac{Q_\theta}{4\pi r^2}$ (cioè il campo sonoro è prevalentemente diffuso), la (51.40) si può semplificare nella

(51.42) $$L_p = L_W + 10\lg 25\frac{T}{V} = L_W + 10\lg\frac{0{,}16}{A} + 14$$

La fig. 51.17.b, costruita in base alla espressione (51.40), fornisce i valori di $L_p - L_W$ in funzione della distanza r dalla sorgente rumorosa per alcuni valori del rapporto T/V e per $Q_\theta = 1$. La figura evidenzia quanto già detto e cioè: in prossimità della sorgente rumorosa, prevale il campo diretto; a distanza, si ha suono diffuso se l'ambiente è riverberante, mentre prevale ancora il campo diretto se l'ambiente è poco riverberante.

In un ambiente chiuso e per frequenze superiori a 3000÷4000 Hz, l'energia sonora è soggetta a un non trascurabile assorbimento da parte dell'aria.

Si dimostra che, in tale caso, all'assorbimento $A = S\bar{\alpha}$ si deve aggiungere l'addendo 4mV, nel quale V è il volume del locale e m la cosiddetta *costante di attenuazione dell'energia sonora per unità di percorso*, funzione dell'umidità e temperatura dell'aria, nonché della frequenza del suono. La tab. 51.VIII fornisce i valori di 4m per alcuni valori dell'umidità, della temperatura e della frequenza.

Allora, il tempo di riverberazione (formula di Sabine) diventa

(51.43) $$T = 0{,}16\frac{V}{A + 4\,mV}$$

Quando A≫4mV (basse e medie frequenze), la (51.43) si riconduce alla (51.39 bis).

Invece, per A≪4mV (cioè per le alte frequenze), T tende a 0,16/4m ossia non dipende più dal volume del locale.

Tabella 51.VIII – Valori della costante di attenuazione dell'energia sonora m da parte dell'aria (per unità di percorso) moltiplicati per 4.

Umidità relativa	Temperatura °C	2000 Hz	4000 Hz	6300 Hz	8000 Hz
30%	15°	0.0143	0.0486	0.1056	0.136
	20°	0.0119	0.0379	0.0840	
	25°	0.0114	0.0313	0.0686	
	30°	0.0111	0.0281	0.0564	
50%	15°	0.0099	0.0286	0.0626	0.086
	20°	0.0096	0.0244	0.0503	
	25°	0.0095	0.0235	0.0444	
	30°	0.0092	0.0233	0.0426	
70%	15°	0.0088	0.0223	0.0454	0.060
	20°	0.0085	0.0213	0.0399	
	25°	0.0084	0.0211	0.0388	
	30°	0.0082	0.0207	0.0383	

51.8. PERCEZIONE UDITIVA E VALUTAZIONE DEL SUONO

1) *Sensazione uditiva*

Un suono o un rumore incidente sull'orecchio umano è convertito dall'apparato uditivo in una sensazione fisiologica la cui intensità dipende, oltre che dal livello di pressione sonora delle onde acustiche, anche dalla loro frequenza.

Ciò è dovuto al fatto che l'orecchio umano presenta una sensibilità di risposta diversa alle varie frequenze, di modo che suoni di uguali livelli di pressione sonora provocano una sensazione uditiva differente a seconda della loro frequenza.

Mentre l'energia sonora è una proprietà fisica e come tale quantizzabile mediante misura, la sensazione sonora prodotta da un suono è una entità soggettiva, non misurabile in modo preciso con alcun tipo di strumento.

L'apparato uditivo ha però la capacità di stabilire l'eguaglianza di sensazione uditiva di due suoni di frequenza diversa.

Basandosi su questa proprietà è stato possibile analizzare la capacità di risposta dell'orecchio nei confronti di suoni aventi differenti livelli sonori e frequenze.

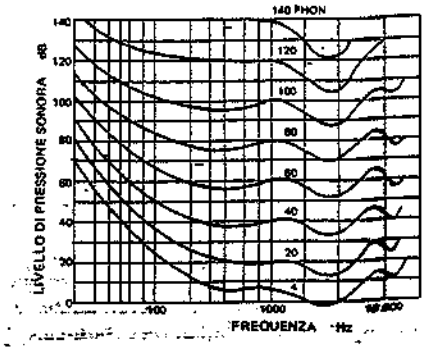


Fig. 51.21 – Audiogramma normalizzato.

2) *L'audiogramma*

La percezione umana dell'intensità di toni puri di frequenze differenti è stata studiata da molti ricercatori, i quali sono pervenuti alla definizione di insiemi di curve di uguale sensazione sonora.

Le curve di fig. 51.21, valide per audizione biauricolare, sono il risultato di ripetute osservazioni condotte su un gran numero di soggetti in condizioni psicolo-

giche e fisiologiche normali e costituiscono nel loro insieme l'*audiogramma normalizzato*.

Ciascuna curva del diagramma indica, nel campo di frequenza compreso tra 20 e 20.000 Hz, i livelli di pressione sonora dei toni puri che provocano la stessa sensazione sonora alle varie frequenze.

Come si vede, il fascio di curve è delimitato da due curve estreme, che racchiudono il campo di udibilità.

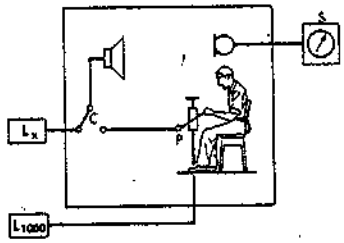


Fig. 51.22 – Misura della sensazione uditiva.

La curva inferiore, passante per 0 dB a 1000 Hz, rappresenta la "soglia di udibilità" e dà la pressione minima percepita da un orecchio sano. La curva superiore, passante per 120 dB a 1000 Hz, rappresenta la "soglia del dolore" e dà la pressione massima tollerata dall'orecchio senza che si determini un danno funzionale immediato.

La determinazione della uguale sensazione sonora prodotta da toni puri di diversa frequenza si effettua confrontando soggettivamente l'intensità del livello di un dato suono con quello di un suono a 1000 Hz.

Nella fig. 51.22 è illustrato schematicamente il metodo di determinazione del livello di sensazione uditiva di un tono di frequenza incognita f_x e di livello di pressione sonora L_x. Il soggetto paragona, l'uno dopo l'altro, il livello dei due suoni azionando il commutatore C e varia, mediante il potenziometro P, quello del suono a 1000 Hz fino ad ottenere uguale sensazione sonora.

Sullo strumento S si leggono le intensità dei due suoni in esame.

3) *Grandezze per la valutazione soggettiva del suono*

Per tradurre la sensazione sonora in grandezze misurabili sono state adottate opportune unità di misura.

a) il *phon* è una unità di *livello di sensazione sonora* numericamente uguale, in corrispondenza della frequenza di 1000 Hz, ai livelli di pressione sonora (dB).

Pertanto, a questa frequenza, il livello di sensazione sonora LS è dato da:

$$(51.44) \qquad LS = 10 \lg \frac{i}{10^{-12}} = 20 \lg \frac{p}{2 \cdot 10^{-5}} \quad \text{(phon)}$$

Per toni di frequenze diverse, la determinazione del numero di phon avviene per confronto con il tono puro alla frequenza di 1000 Hz secondo la metodologia descritta in precedenza. Dire che un suono ha un livello di sensazione sonora di 60 phon, significa che esso provoca uguale sensazione al livello di pressione sonora di $2 \cdot 10^{-2}$ Pa o a una intensità di 10^{-6} W/m^2.

Ne deriva quindi che ciascuna curva dell'audiogramma (fig. 51.21) rappresenta, nella scala in phon, una *isofonica*; in base a tali curve risulta, per esempio, che 60 dB a 50 Hz, 50 dB a 100 Hz e 40 dB a 1000 Hz danno lo stesso livello di sensazione sonora di 40 phon.

b) il *son* è una unità acustica di *sensazione sonora*, e quindi anch'essa fisiologica, adottata per classificare e comparare le intensità dei suoni sulla base di come sono percepiti e giudicati dall'orecchio.

Si assume, per definizione, che la sensazione sonora di 1 son sia equivalente, alla

frequenza di 1000 Hz, a 40 phon. Inoltre, ogni raddoppio della sonorità di un suono corrisponde, sempre a 1000 Hz, a un incremento della intensità sonora pari a 10 phon (10 dB).

Pertanto, la scala dei son presenta il vantaggio che un suono giudicato due volte più intenso di un altro ha un valore numerico doppio di sonorità.

Nella fig. 51.23 si riporta la relazione, standardizzata in campo internazionale (ISO/R 131), fra phon e son.

Analiticamente, la relazione tra sensazione sonora S e livello di sensazione sonora LS, nell'intervallo 20÷120 phon, è espressa da:

$$(51.45) \qquad S = 2^{(LS-40)/10} \quad \text{(son)}$$

ovvero

$$(51.46) \qquad \lg S = 0{,}03\,LS - 1{,}2$$

e inversamente

$$(51.47) \qquad LS = 33{,}3 \lg S + 40 \quad \text{(phon)}$$

Sviluppando la (51.45) si perviene a una espressione dalla quale risulta che la sensazione sonora è proporzionale a $p^{0,6}$.

In base a tale relazione fra pressione e sensazione sonora, si può dire che un provvedimento in grado di diminuire il rumore da 100 a 90 dB, attenua la sensazione sonora da 65 a 32 son (fig. 51.23): ossia non si ha un vantaggio nella sensazione (e quindi nel disturbo) del 10%, bensì del 50% circa.

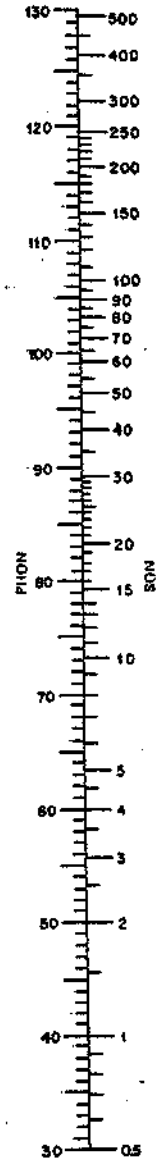


Fig. 51.23 – Relazione fra sensazione sonora in son e livello di sensazione sonora in phon.

51.9. DANNI ALL'UDITO

1) *Conseguenze dell'esposizione al rumore*

In tutte le industrie viene ormai tenuta sotto controllo l'insorgenza di manifestazioni morbose, soprattutto a carico dell'udito, provocate dal rumore.

Nelle indagini, condotte sui posti di lavoro, occorre tenere conto del livello sonoro. Attualmente si ritiene che una stimolazione superiore a 90 dB con ponderazione A (v. § 51.10) sia statisticamente dannosa all'udito dopo alcuni anni di esposizione; si concorda inoltre sul fatto che, per non essere lesiva nel tempo, la stimolazione non dovrebbe superare 85 dB (A).

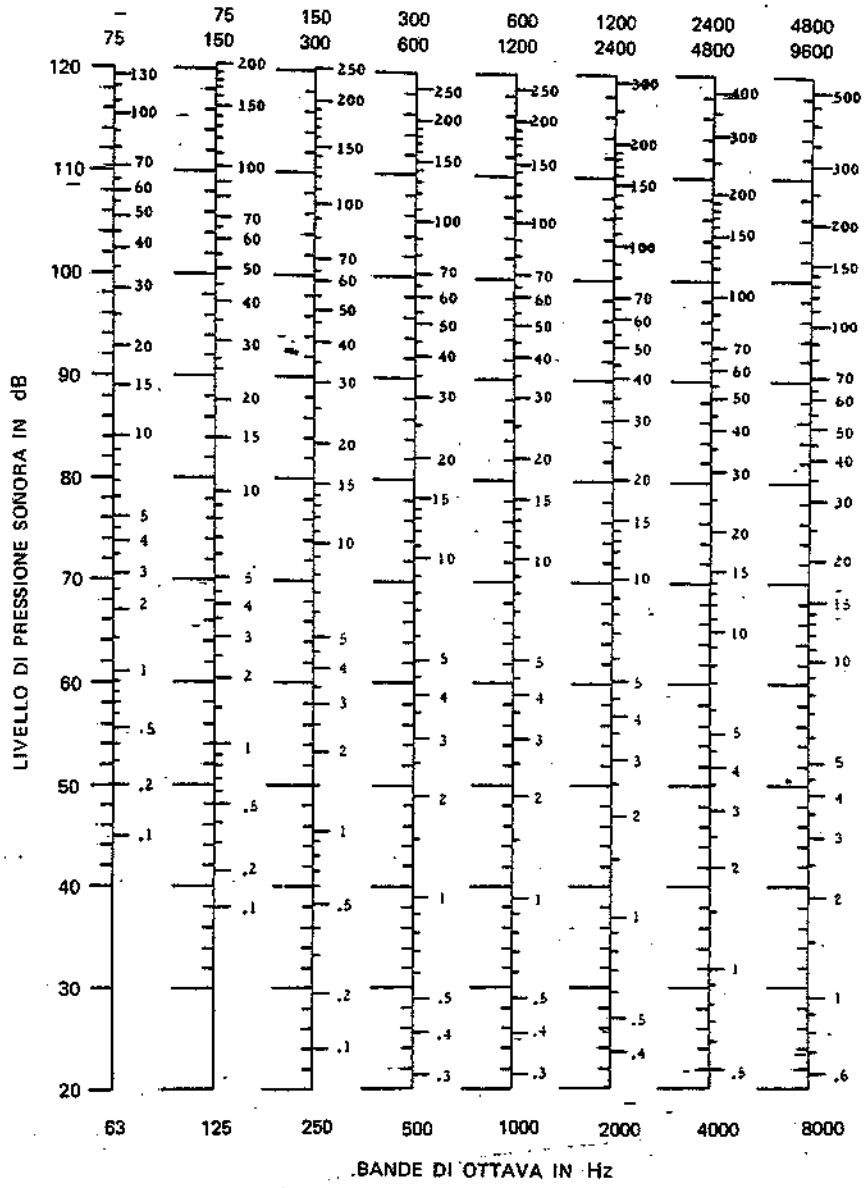


Fig. 51.24 – Sensazione sonora in son, in funzione del livello di pressione sonora per banda di ottava.

Prescindendo dai rumori a carattere impulsivo (per esempio, lo scoppio di una mina) che possono produrre danni immediati, come la rottura della membrana del timpano, i danni a carico dell'apparato uditivo di chi lavora in ambienti inquinati da rumore sono generalmente progressivi.

Dapprima si manifestano perdite temporanee di udito unite a ronzii e stanchezza. Successivamente, subentra una perdita permanente di udito e la parola diventa meno intelliggibile.

In seguito, si può riscontrare una sordità manifesta, con difficoltà ad ascoltare e seguire una normale conversazione e un audiogramma nettamente patologico.

Oltre ai danni propri dell'apparato uditivo, il rumore superiore ad un dato livello può essere responsabile di alterazioni extra-uditive, che rientrano nella "sindrome generale da rumore" (irritabilità, nevrosi, astenia muscolare, ipertensione, dimagrimento, anoressia, disturbi cardio-circolatori, turbe della elettrogenesi cerebrale).

La tabella UNI 9432-89 fornisce criteri per stabilire se il rischio di ipoacusia rientra entro limiti determinati.

2) *Valutazione del rischio di esposizione*

I rilievi effettuati nell'industria ai fini della valutazione del rischio di ipoacusia per le maestranze possono richiedere, a seconda del criterio di rischio cui si fa riferimento:

1. La conoscenza dei livelli sonori o lo spettro a bande d'ottava del rumore: queste misure sono eseguite con un fonometro provvisto di filtri a bande d'ottava nel caso di rumore stazionario o lentamente variabile; il microfono viene posto nelle immediate vicinanze dell'orecchio dell'operatore.

2. La conoscenza del livello globale equivalente L_{eq}, definito come livello sonoro di valore costante la cui energia, a parità di tempo di rilievo, è uguale a quella del rumore fluttuante in esame. Il livello equivalente di un rumore variabile è dato dalla seguente espressione:

$$L_{eq} = 10 \lg \frac{1}{T} \int_0^T 10^{\frac{L(t)}{10}} dt \qquad dB\ (A) \tag{51.48}$$

dove:
T = tempo di misura espresso in secondi;
t_i = intervallo di tempo (in secondi) durante il quale il livello sonoro è $L_i \pm \Delta$dB (A);
n = numero totale degli intervalli t_i ($\Sigma\, t_i = T$).

Il valore di L_{eq} della (51.48) viene direttamente misurato mediante apparecchi a valutazione continua, denominati *fonometri integratori*.

Se le misure del rumore in esame sono effettuate ad intervalli di tempo uguali Δt ed il tempo totale di rilevamento è $n \cdot \Delta t$, il livello globale equivalente è dato dalla:

$$L_{eq} = 10 \lg \left[\frac{1}{n} \sum_1^n 10^{\frac{L_i}{10}} \right] \qquad dB\,(A) \tag{51.49}$$

In questo caso, i valori dei livelli L_i sono rilevati mediante un fonometro normale, trattandosi di letture discontinue.

La determinazione del livello equivalente deve tenere conto del funzionamento delle macchine (velocità, tipo di pezzo da lavorare, durata dei cicli e delle pause), del rumore di fondo, della posizione e degli spostamenti degli operatori, ecc.

51.10. STRUMENTI PER LA MISURA DEL RUMORE

Di seguito si illustrano brevemente le caratteristiche funzionali degli strumenti di più frequente impiego per la valutazione e l'analisi dei rumori.

Fonometro o misuratore di livello sonoro

Lo strumento base è il misuratore di livello sonoro, di solito denominato *fonometro*, essenzialmente costituito da (fig. 51.25): un microfono, un preamplificatore microfonico, un attenuatore variabile, reti di ponderazione ed eventualmente una serie di filtri, un amplificatore di uscita, un rivelatore quadratico, un convertitore logaritmico e uno strumento indicatore (nei tipi più recenti l'indicazione è anche di tipo numerico).

Il microfono, collegato a un preamplificatore atto a trasformare l'alta impedenza del microfono stesso in bassa impedenza, capta i segnali acustici e li trasforma in variazioni di tensione elettrica, amplificate dal preamplificatore di ingresso. A valle di quest'ultimo, il segnale passa attraverso reti di ponderazione ed eventuali filtri "passa banda", selezionabili mediante un apposito commutatore.

Il segnale, nuovamente amplificato, viene quindi inviato al rivelatore che fornisce un segnale proporzionale al valore efficace (9) o al valore di picco (10), indicato direttamente in dB sull'apposito strumento indicatore (11).

Descriviamo di seguito le caratteristiche dei principali componenti dei fonometri.

a) *Microfono*

La fig. 51.26 illustra il cosiddetto microfono a condensatore, impiegato per fonometri di precisione.

Una membrana metallica è disposta in prossimità di un elettrodo fisso, formando con esso un condensatore. Tra membrana ed elettrodo è applicata una tensione continua. Sotto l'effetto della pressione sonora, la membrana si inflette e fa variare la capacità del condensatore. Di conseguenza, varia anche, e viene opportunamente amplificata, la tensione ai capi di una resistenza.

(9) Si definisce *valore efficace* V_{eff} di un segnale elettrico x(t) il valore quadratico medio nel tempo T dell'ampiezza del segnale. Analiticamente:

$$V_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T x^2(t)\,dt}$$

(10) Si definisce *valore di picco* il valore massimo dell'ampiezza raggiunta dal segnale in un certo intervallo di tempo.

(11) Con il fonometro, occorre disporre di una sorgente campione che, adattandosi meccanicamente al microfono, consenta di tararlo all'atto dell'impiego. Trattasi di piccoli altoparlanti che, alimentati a una determinata frequenza e tensione, generano un suono di livello prestabilito che viene letto al fonometro: se la lettura è discordante, si regola il fonometro sul valore dell'apparecchio di taratura. Esistono anche apparecchi meccanici (detti *pistonofoni*) nei quali un pistone, comandato da un eccentrico, si muove a velocità ed ampiezza prestabilite: in tal modo, in una camera di determinate dimensioni si produce un livello sonoro noto, che viene misurato con il fonometro.

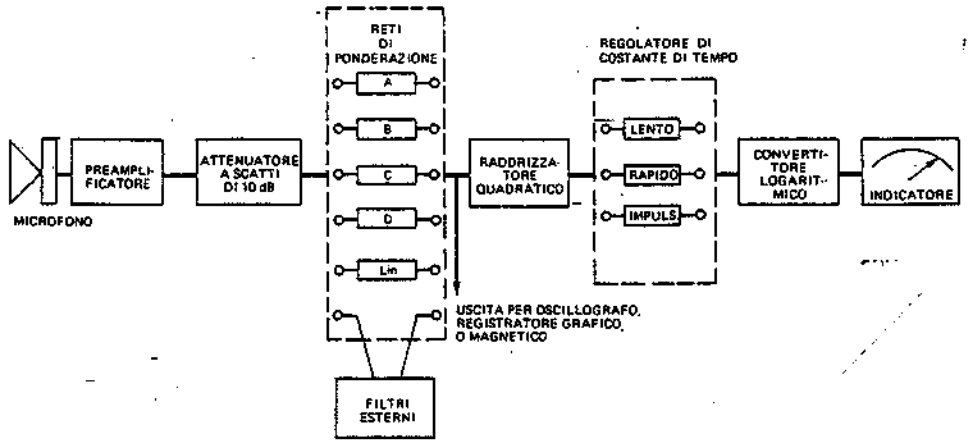


Fig. 51.25 – Schema di un fonometro.

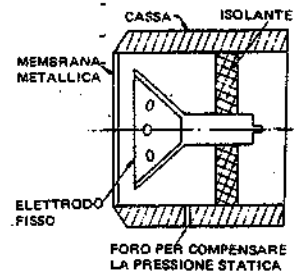


Fig. 51.26 – Schema di un microfono a condensatore.

b) *Reti di ponderazione e filtri "passa banda"*

I fonometri sono generalmente dotati di reti di ponderazione (sovente impropriamente chiamate filtri), indicate con le lettere A, B, C, D e Lin (lineare), e di filtri "passa banda".

Le reti di ponderazione A, B, C, D modificano, in corrispondenza delle bande di frequenza comprese fra 20 e 20.000 Hz, i livelli di pressione sonora di un segnale incidente sul microfono, in modo da renderli simili a quelli effettivamente percepiti dall'orecchio umano.

A seconda della rete impiegata, i valori delle misure si indicano con i simboli dB (A), dB (B), dB (C), dB (D).

In fig. 51.27 sono riportate le correzioni introdotte dalle reti A, B, C, D.

La curva A dà una risposta simile a quella dell'orecchio ai valori bassi di pressione sonora, la curva B ai livelli medi e la C ai livelli alti. La curva D, infine, viene utilizzata per la misura del rumore generato dagli aerei.

Studi recenti hanno evidenziato che la curva A può essere validamente impiegata per la valutazione del rischio di esposizione a rumori anche di intensità elevata. Inoltre, numerose raccomandazioni (riguardanti tollerabilità del rumore, valutazioni di rumorosità e limiti di pericolosità) fanno riferimento alla sola scala di ponderazione

A. La tab. 51.IX fornisce i valori del livello di pressione sonora con ponderazione A rilevabili in alcuni ambienti di lavoro industriali.

In posizione Lin, i segnali incidenti non subiscono alcuna correzione.

Per quanto riguarda i filtri "passa banda", essi sono caratterizzati dal fatto di consentire il passaggio senza introdurre correzioni alle sole componenti del segnale la cui frequenza cade nella banda sulla quale ciascuno di essi è sintonizzato. Nell'analisi dei rumori industriali, i filtri "passa banda" più impiegati sono quelli a ottava e a terzi d'ottava.

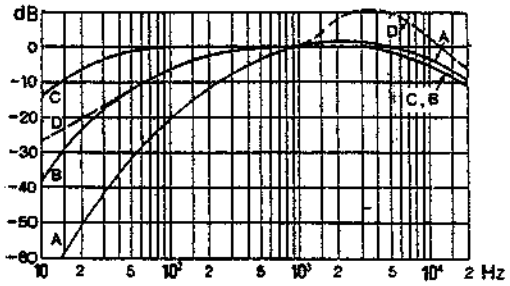


Fig. 51.27 – Curve di risposta delle reti di ponderazione A, B, C, D dei fonometri.

Tabella 51.IX – Valori del livello sonoro in alcune aree di lavoro.

Area di lavoro	Valori osservati dB (A)
Stampaggio	90-105
Assemblaggio	90-100
Lavorazioni meccaniche	85-95
Fonderie	90-105
Avvolgitrici	90-100
Torni automatici	87-92
Attrezzerie	80-85
Magazzini	70-85
Uffici di officina	65-80

c) *Rivelatore*

Il rilevatore è costituito da un raddrizzatore e da reti elettriche a resistenza-capacità, le cui costanti di tempo determinano la rapidità di risposta dell'indice dello strumento nei confronti delle variazioni del segnale di ingresso. Nei fonometri di qualità si può scegliere, mediante specifico commutatore, fra le seguenti costanti di tempo di risposta:

– lenta: tanto il tempo di salita quanto quello di discesa sono pari a 0,5 s;
– veloce: tempi di salita e di discesa pari entrambi a 0,1 s;
– impulso: tempo di salita 35 ms (costante di tempo dell'orecchio umano) e tempo di discesa 3 s;
– picco: tanto il tempo di salita quanto quello di discesa sono pari a 20 μs.

In quest'ultima posizione vi è anche la possibilità di memorizzare il valore di picco del segnale.

Apparecchi ausiliari

a) *Registratori grafici di livello*

Questi apparecchi registrano il livello sonoro in funzione del tempo e consentono di valutare i livelli di rumori fluttuanti e impulsivi.

Sono utilizzati, fra l'altro, per la misura del tempo di riverberazione dei locali e per analisi di frequenza.

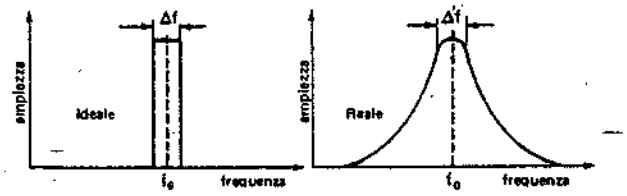


Fig. 51.28 – L'analizzatore di frequenza seleziona le componenti del rumore contenute in una banda costante Δf di centro f_0.

b) *Analizzatori di frequenza*

Un analizzatore di frequenza è uno strumento che permette di selezionare dal rumore di ingresso solo le componenti contenute in una certa banda di frequenza Δf, chiamata *banda passante*, il cui centro coincide con la frequenza f_0 sulla quale è sintonizzato. Tutte le altre componenti del segnale sono fortemente attenuate; questa caratteristica è illustrata nell'esempio di fig. 51.28.

Spostando la banda Δf sull'intero campo di variabilità ovvero cambiando f_0, si può ottenere la misura di un intero spettro di frequenze.

Gli analizzatori più comuni sono:

– *a larghezza di banda costante*: la banda Δf rimane costante in corrispondenza delle frequenze f_0 dell'intero campo di variabilità;
– *a larghezza di banda percentuale costante*: la banda Δf è una percentuale costante di f_0, ovvero $\Delta f/f_0$ = costante; quindi Δf varia a seconda della frequenza f_0 sulla quale l'analizzatore viene sintonizzato.

L'analizzatore a larghezza di banda percentuale costante è il più comunemente impiegato per analisi di rumore industriale; le bande sono ad ottave o a terzi di ottava. La fig. 51.29 riporta lo schema a blocchi di un analizzatore di frequenza.

c) *Strumenti vari*

Gli strumenti in precedenza descritti sono quelli normalmente impiegati per misure di rumore industriale.

Vi sono poi altre apparecchiature che permettono di ottenere, più rapidamente degli analizzatori, i risultati delle analisi o di acquisire ulteriori informazioni sul rumore in esame oppure di elaborarlo statisticamente.

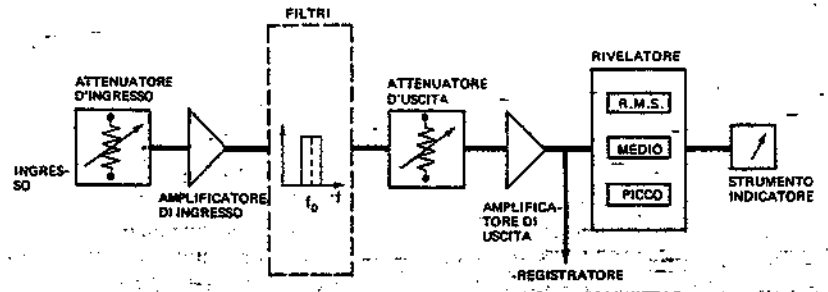


Fig. 51.29 – Schema a blocchi di un analizzatore di frequenza.

In particolare, l'*intensimetro* consente di rilevare la potenza sonora attiva emessa da una macchina che, per dimensioni o per altro motivo, non possa essere introdotta in una camera anecoica; la potenza sonora si ottiene integrando i valori riscontrati in diverse posizioni circostanti la macchina.

Si ricordano inoltre:

- l'*analizzatore in tempo reale*: visualizza o descrive, scegliendo opportuni tempi di integrazione, gli spettri di frequenza di un rumore;
- l'*analizzatore di distribuzione statistica dei livelli sonori*: rileva, ad intervalli regolari di tempo, il livello sonoro di un rumore e lo registra in classi di livelli di larghezza prefissata a seconda delle necessità;
- il *misuratore di livello sonoro equivalente* o *dosimetro* già citato a pag. 1469.

Al termine di questa breve rassegna sulla strumentazione, si ricorda che le norme UNI forniscono principi generali e metodi per la determinazione del rumore emesso dalle macchine e dalle apparecchiature. In particolare, la UNI 9432-89 riguarda la determinazione del livello di esposizione personale al rumore negli ambienti di lavoro.

51.11. NORMATIVA SUL RUMORE

In molti Paesi sono state promulgate leggi che impongono, in forma più o meno generica, la protezione dal rumore.

A tali leggi si affiancano norme e raccomandazioni specifiche che riportano criteri di valutazione dei livelli di rumorosità e stabiliscono limiti massimi di accettabilità per rumori continui o lentamente variabili.

Per quanto riguarda il rumore impulsivo, esso è ancora difficilmente normalizzabile come modalità di misura ed accettabilità.

La valutazione del rischio di ipoacusia viene eseguita facendo riferimento a limiti massimi di esposizione al rumore, che tengono conto del livello sonoro (L) e del tempo (t) di esposizione delle maestranze. Il prodotto di questi due fattori (L·t) viene comunemente definito "dose di rumore".

Tuttavia, per la particolare suscettibilità al rumore di alcuni soggetti, i limiti di tollerabilità non possono garantire la protezione della totalità delle persone: ne deriva la necessità di esami audiometrici preventivi e periodici di tutte le persone esposte al rumore a partire da livelli di rumorosità di 5÷10 dB inferiori al limite massimo ammesso.

La situazione italiana

Gli articoli 659 del codice penale, 844 del codice civile e 66 del R.D. 18 giugno 1931, n. 773 ("Testo Unico delle Leggi di Pubblica Sicurezza") fanno cenno alla rumorosità nei confronti della collettività, mentre per quanto riguarda l'ambiente di lavoro l'art. 24 del D.P.R. 19 marzo 1956, n. 303 ("Norme generali per l'igiene del lavoro") dispone che nelle lavorazioni che producono scuotimenti, vibrazioni o rumori dannosi ai lavoratori, si adottino i provvedimenti consigliati dalla tecnica per ridurne le intensità.

Successivamente, sono state emesse le disposizioni di seguito citate.

1) Il D.M. 18 aprile 1973, fra le malattie per le quali è obbligatoria la denuncia contro gli infortuni sul lavoro e le malattie professionali, include l'ipoacusia e la sordità provocate da rumore.

2) Il D.P.R. 9 giugno 1975, n. 482: elenca le malattie professionali ed i rispettivi periodi massimi di indennizzabilità dalla cessazione del lavoro: in particolare, considera l'ipoacusia e la sordità da rumori, indicando un certo numero di lavorazioni che possono provocarla. In tutti i casi indicati, il periodo di indennizzabilità è di 4 anni.
3) Il D.M. 18 dicembre 1975 ("Norme tecniche aggiornate relative all'edilizia scolastica"): fornisce criteri di valutazione dei requisiti acustici dell'edilizia scolastica, anche per quanto riguarda gli impianti di riscaldamento e di aerazione.
4) Il decreto legislativo 15 agosto 1991, n. 277, prescrive le seguenti norme a protezione dei lavoratori contro i rischi per l'udito e per la salute.
   a) Livello di *esposizione quotidiana* al rumore L_d espresso in dB(A) e riferito a 8 ore giornaliere (12):

$$L_d = 10\log_{10}\frac{1}{T_e}\int_0^{T_e}\left[\frac{p_A(t)}{p_0}\right]^2 dt + 10\log_{10}\frac{T_e}{T_0} \qquad (51.50)$$

   essendo:
   T_e = durata quotidiana dell'esposizione personale al rumore, compreso il lavoro straordinario;
   T_0 = 8 ore = 28.800 s;
   p_0 = 20 μPa;
   p_A = pressione acustica istantanea ponderata, in pascal, misurata all'altezza dell'orecchio della persona (preferibilmente in sua assenza).
   Con la (51.50) si determina un "livello equivalente" riferito a 8 ore giornaliere, corretto con l'eventuale maggiore o minore durata dell'esposizione al rumore.
   b) Livello di *esposizione settimanale* al rumore, quale media dei valori L_d relativi ai giorni lavorativi della settimana (13):

$$L_W = 10\log_{10}\left[\frac{1}{5}\sum_{i=1}^{m} 10^{0,1\cdot L_{di}}\right] \qquad (51.50\text{ bis})$$

   dove L_{di} sono i valori di L_d per ognuno degli m giorni della settimana considerata.

Nei luoghi di lavoro che comportano un'esposizione quotidiana compresa fra 80 e 85 dB (A), il datore di lavoro deve informare i lavoratori od i loro rappresentanti sui possibili rischi all'udito, sulle misure di protezione adottate, sulla funzione dei mezzi individuali di protezione (nelle circostanze in cui ne sia previsto l'uso); deve inoltre illustrare il ruolo del controllo sanitario da parte del medico competente.

Se l'esposizione quotidiana al rumore è compresa fra 85 e 90 dB(A), non solo sono richieste misure protettive per i lavoratori (in particolare, una adeguata formazione sull'uso corretto dei mezzi individuali di protezione dell'udito), ma gli stessi devono essere sottoposti a controllo sanitario periodico.

Infine, se l'esposizione quotidiana supera 90 dB(A), il datore di lavoro, oltre agli interventi sopra citati, deve ridurre al minimo i rischi derivanti dall'esposizione al rumore, privilegiando gli interventi alla sorgente. Deve inoltre esporre una appropriata segnaletica e – ove possibile – perimetrare i

(12) L'esposizione quotidiana personale non tiene conto degli effetti di un qualsiasi mezzo individuale di protezione

(13) Si fa riferimento alla esposizione media settimanale quando quella quotidiana è variabile da un giorno all'altro.

luoghi "inquinati" (14).

Si ritiene peraltro probabile che le soglie di rumore negli ambienti di lavoro vengano prima o poi ridotte rispettivamente da 85 a 82 dB(A) e da 90 a 87 dB(A). Pertanto, anche nel campo del rumore, come negli altri settori ambientali, occorre sempre – prima di affrontare le situazioni in essere – aggiornarsi sullo stato dell'arte della normativa.

Tabella 51.X – Limiti massimi del livello sonoro equivalente relativi alle classi di destinazione d'uso del territorio.

Classi	Aree	L_{eq} in dB(A)	
		giorno	notte
I	particolarmente protette (1)	50	40
II	prevalentemente residenziali (2)	55	45
III	di tipo misto (3)	60	50
IV	di intensa attività umana (4)	65	55
V	prevalentemente industriali	70	60
VI	esclusivamente industriali	70	70

(1) Aree con scuole, ospedali, parchi, ecc.

(2) Aree urbane con bassa densità di popolazione e traffico veicolare prevalentemente locale.

(3) Aree con media densità abitativa, limitata presenza di attività artigianali, traffico locale e di attraversamento; aree rurali ove si impieghino macchine operatrici.

(4) Aree con alta densità di popolazione, elevata presenza di attività artigianali e commerciali, intenso traffico veicolare.

5) Il D.P.C.M. 1 marzo 1991 precisa i limiti massimi di esposizione al rumore nell'ambiente esterno, variabili in relazione alle destinazioni d'uso dei territori comunali. Questi ultimi sono classificati in 6 aree di riferimento per ognuna delle quali sono indicati i valori limite ammissibili di rumorosità diurna e notturna (tab. 51.X). Nel 1995 è stata emanata la "Legge quadro sull'inquinamento acustico" (L. 26 ottobre 1995, n. 447) che, oltre ad alcune definizioni inerenti al rumore, precisa le competenze di stato, regioni, province e comuni per la tutela dall'inquinamento acustico.

6) I D. Lgs. 19 settembre 1994, n. 626, e 19 marzo 1996, n. 242, coinvolgono la sicurezza sul lavoro nei confronti del rumore imponendo l'organizzazione del servizio di prevenzione e protezione dai rischi professionali, la sorveglianza sanitaria, l'informazione e la formazione dei lavoratori in materia. Nei decreti citati sono inoltre indicativamente elencati i dispositivi di protezione dell'udito e si prescrive che il rumore emesso dalle attrezzature appartenenti ai posti di lavoro venga preso in considerazione fin dal momento della sistemazione dei posti stessi.

Normative statunitensi

Prima dell'emanazione del decreto legislativo 15 agosto 1991, n. 277, la progettazione industriale e gli interventi di controllo e di valutazione relativi alla rumorosità negli ambienti di lavoro facevano riferimento a regolamentazioni straniere, in particolare alle normative adottate negli Stati Uniti e precisamente:
a) le curve CHABA;
b) il livello globale OSHA.

a) *Criterio di rischio* CHABA

Il criterio di rischio CHABA, derivato da uno studio del *Committee on Hearing Bioacoustics and Biomechanics*, è basato su nove curve di livelli per bande d'ottava (fig. 51.30) aventi un andamento simile a quello relativo alla sensibilità dell'orecchio e corrispondenti ciascuna a tempi di esposizione che variano da meno di 1,5 a 480 minuti.

(14) Il D. Lgs. 14 agosto 1996, n. 493 indica i segni grafici per segnalare pericoli od obblighi connessi alla rumorosità ambientale (v. figure e prescrizioni riportate a fine capitolo).

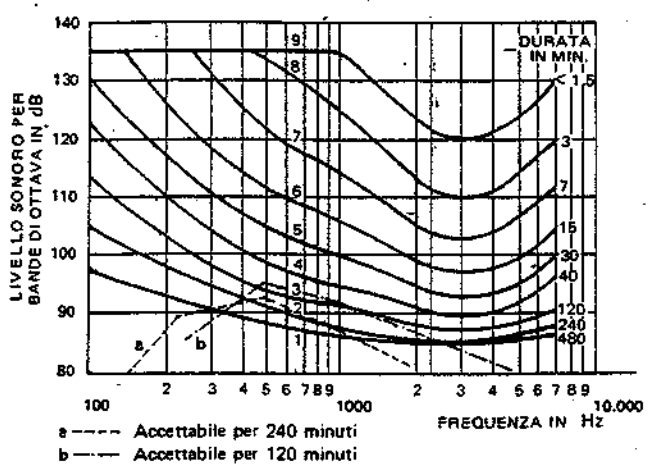


Fig. 51.30 – Curve di valutazione del rumore secondo il criterio di rischio CHABA per esposizione ininterrotta.

La curva inferiore, contraddistinta dal numero 1, indica il livello sonoro che può essere tollerato con esposizione ininterrotta di 8 ore al giorno per 5 giorni la settimana: tale curva equivale ad un livello sonoro di circa 90 dB(A).

La curva 2 vale per esposizione ininterrotta di 240 minuti al giorno; la curva 3 per 120 minuti e così via. La curva 9, più alta, indica il livello sonoro massimo tollerabile senza mezzi di protezione.

L'incremento del livello sonoro accettabile, in funzione della riduzione del periodo di esposizione, varia con la frequenza e l'intensità del suono.

In media, il livello del rumore ancora accettabile aumenta di circa 5 dB per ogni dimezzamento del periodo di esposizione.

Per valutare un rumore, se ne riporta lo spettro a bande di ottava sul grafico di fig. 51.30: il periodo di esposizione accettabile è dato dalla curva più alta superata dallo spettro. Ad esempio, lo spettro a, che supera la curva 2 a 500 Hz, si riferisce a un rumore tollerabile per esposizione ininterrotta di 240 minuti al giorno; lo spettro b, che supera con due bande la curva 3, è tollerabile per 120 minuti.

b) *Criterio di rischio* OSHA

Questo criterio, messo a punto dall'*Occupational Safety and Health Administration* (O.S.H.A.), è stato adottato dalla legislazione statunitense sul rumore.

Esso definisce le dose di rumore in funzione dei tempi di esposizione, assumendo come valore limite accettabile 90 dB(A) di livello sonoro equivalente per 8 ore giornaliere di lavoro e per 5 giorni settimanali.

Nella tab. 51.XI sono riportati i livelli di rumore consentiti in funzione del tempo di esposizione.

Tabella 51.XI – Livelli OSHA di esposizione al rumore stazionario.

Ore al giorno	Livello del rumore dB(A)
8	90
6	92
4	95
3	97
2	100
1 1/2	102
1	105
1/2	110
1/4 o meno	115

Come si può notare dalla tabella, ad ogni dimezzamento del tempo di esposizione corrisponde un aumento del livello di rumore pari a 5 dB(A).

La norma prevede che, se un lavoratore è esposto a rumori di livelli diversi per due o più periodi di tempo successivi, si consideri il loro effetto globale e non l'effetto di ciascuno di essi.

Tale effetto globale viene determinato mediante la seguente somma di rapporti:

(51.51) $$S = \frac{C_1}{T_1} + \frac{C_2}{T_2} + \ldots + \frac{C_n}{T_n}$$

dove:
C_n = tempo totale di esposizione al livello di un determinato suono n;
T_n = tempo limite consentito per l'esposizione a quel livello sonoro.

Poiché il limite massimo consentito corrisponde a S = 1, quando la somma S è superiore a 1 la durata di esposizione al rumore globale è inaccettabile.

Così, ad esempio, nel caso di un ambiente in cui i livelli sonori sono di:
– 95 dB(A) per 3 ore (valore limite 4 ore),
– 90 dB(A) per 4 ore (valore limite 8 ore),
– 85 dB(A) per 1 ora (non vi sono limiti),
l'effetto globale è dato dalla somma:

$$S = \frac{3}{4} + \frac{4}{8} + 0 = 1{,}25$$

superiore al limite ammesso.

È importante rilevare che, quando l'esposizione al rumore raggiunge o supera il livello equivalente di 85 dB(A), la normativa OSHA obbliga il datore di lavoro ad effettuare controlli audiometrici sui dipendenti coinvolti e ad adottare mezzi personali di protezione.

Tabella 51.XII – Livelli OSHA di esposizione a rumori impulsivi.

Livello del rumore dB (Lin) impulsivo	Impulsi/giorno
140	100
130	1.000
120	10.000

Normativa sul rumore impulsivo

Solo negli Stati Uniti sono stati proposti dei limiti per il rumore impulsivo. Nel 1974, infatti, la O.S.H.A. ha definito impulsivo il rumore che raggiunge la sua intensità di picco in non più di 30 millisecondi, diminuisce di 20 dB(A) da tale valore in non più di 500 millisecondi e presenta una ripetitività fra picco e picco non inferiore a 0,5 secondi. Inoltre, ha indicato i livelli sonori massimi ammissibili di esposizione in rapporto al numero di impulsi in 8 ore lavorative giornaliere (tab. 51.XII)

51.12. IL CONTROLLO DEL RUMORE

Per facilitarne la consultazione, si riportano le formule essenziali per il calcolo dei livelli di rumore provocati da una sorgente di potenza sonora W nei casi che più frequentemente interessano gli impiantisti, aggiungendo alcune nozioni utili per gli interventi volti a ridurre i livelli di rumore negli ambienti di lavoro.

Nell'esposizione che segue non si farà più riferimento alla frequenza: in realtà, i vari calcoli vanno ripetuti per più valori della stessa ovvero per le singole bande di frequenza (d'ottava o terzi d'ottava).

1) Propagazione nell'atmosfera

a) *Sorgente puntiforme (irradiante uniformemente) in uno spazio libero.* Il livello di pressione sonora in un punto distante r dalla sorgente è dato dalla

(51.23) $$L_p = L_W - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 11$$

Se è noto il livello di pressione sonora L_o in un punto distante r_o metri dalla sorgente, il livello L_p in un punto qualsiasi distante r può essere valutato, senza la preventiva misurazione di L_W, mediante la legge dell'inverso della distanza

(51.21) $$L_o = L_p + 20 \lg \frac{r}{r_o}$$

Il livello di pressione sonora diminuisce di 6 dB per ogni raddoppio della distanza.

b) *Sorgente puntiforme (irradiante uniformemente) in prossimità del suolo,* senza ostacoli vicini (propagazione semisferica). Si applica la

(51.24) $$L_p = L_W - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 8$$

Il livello di pressione sonora diminuisce di 4 dB per ogni raddoppio della distanza.

c) *Sorgente direzionale in uno spazio libero.* Il livello di pressione sonora *direzionale* è dato dalla

(51.26) $$L_\theta = L_W + G - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 11$$

Se è noto L_o, cioè il livello di pressione sonora a una distanza r_o dalla sorgente, il livello di pressione sonora L_θ in un punto alla distanza r e nella stessa direzione, può essere calcolato applicando direttamente la (51.21), perché L_o tiene già conto della direttività. Se invece il punto si trova in una direzione diversa, si deve tenere conto dei due differenti guadagni direzionali (v. l'espressione 51.25), per cui la formula da applicare è

(51.52) $$L_o - L_p = 20 \lg \frac{r}{r_o} + G_o - G$$

d) *Sorgente direzionale in prossimità del suolo,* senza ostacoli (propagazione direzionale semisferica):

(51.27) $$L_o = L_W + G - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 8$$

2) Propagazione negli ambienti

Il livello di pressione sonora all'interno di un locale avente determinate caratteristiche e nel quale si trovi una sorgente di rumore di potenza sonora W, è dato dalla

(51.40) $$L_p = L_W + 10 \lg \left(\frac{Q_\theta}{4 \pi r^2} + 25 \frac{T}{V} \right)$$

Fra la sorgente e la cosiddetta distanza critica, essendo prevalente il campo diretto, il livello sonoro è praticamente quello che si avrebbe nel caso in cui la sorgente si trovasse in un campo libero. Oltre tale distanza critica, il campo sonoro è prevalente-

mente riverberante e rimane pressoché costante (fig. 51.9). La posizione del punto critico dipende dal valore dei due termini fra parentesi della (51.40).

In prima approssimazione e in mancanza di indicazioni più precise, per Q_θ si possono assumere i valori riportati in fig. 51.19.

3) Trasmissione attraverso pareti

a) *Da un locale a un altro*

È il caso di una sorgente sonora ubicata in un locale, mentre l'osservatore si trova in un locale adiacente, separato dal primo da una struttura divisoria (parete, pavimento o soffitto).

Supponiamo, per semplicità, che in entrambi i locali sussistano condizioni di campo diffuso (nel caso del primo locale tale ipotesi è valida a condizione che la sorgente rumorosa non sia troppo vicina alla struttura divisoria). Allora il livello di pressione sonora L_1 nel locale in cui si trova la sorgente si può considerare costante e vale (15):

$$L_1 = L_W + 10 \lg 25 \frac{T}{V} \qquad (51.42)$$

Il livello di pressione sonora L_2 nel locale adiacente dipende dal *fonoisolamento* (o *potere fonoisolante*) del sistema divisorio e dall'*assorbimento acustico* del locale stesso.

Come sappiamo (v. § 51.6), il fonoisolamento dipende dalle caratteristiche costruttive e di posa in opera della parete (16); la tab. 51.XIII fornisce i valori di R_m per alcuni tipi di pareti.

L'assorbimento acustico è invece legato alle caratteristiche del locale ricevente. In definitiva risulta:

$$L_1 - L_2 = R_m - 10 \lg \frac{A_2}{S_p} = R_m + 10 \lg \frac{S_p}{A_2} = R_m + 10 \lg \frac{S_p T_2}{0{,}16 V_2} \qquad (51.53)$$

dove:
R_m = fonoisolamento della struttura divisoria (dB);
S_p = area della parete divisoria (m^2);
$A_2 = S_2 \bar{\alpha}_2 = 0{,}16 V_2 / T_2$ = assorbimento del locale ricevente (m^2);
V_2 = volume del locale 2 (m^3);
T_2 = tempo di riverberazione del locale 2 (secondi).

Se con *b* si indica la profondità del locale ricevente (in metri) misurata normalmente alla parete divisoria, risulta $V_2 = S_p \cdot b$ e la (51.53) si può anche scrivere:

$$L_1 - L_2 = R_m + 10 \lg \frac{T_2}{0{,}16 b} \qquad (51.53 \text{ bis})$$

b) *Da un locale all'esterno*

Supponendo che nel locale in cui si trova la sorgente sonora si abbia un campo diffuso, il livello di pressione sonora dentro il locale stesso si valuta ancora mediante la

$$L_1 = L_W + 10 \lg 25 \frac{T}{V} \qquad (51.42)$$

(15) Se la sorgente ed il relativo locale sono già operanti, tale livello si misura direttamente.

(16) Il potere fonoisolante di una parete viene determinato in laboratorio, in base a prescrizioni unificate (ISO.R140).

Il livello di pressione sonora L_2 all'esterno del locale rumoroso può essere in prima approssimazione valutato mediante l'espressione

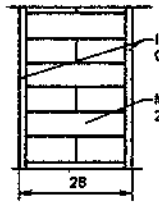
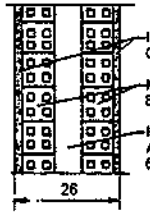
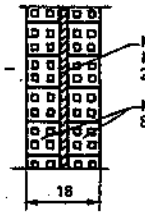
$$L_2 = L_1 - R_m + 10 \lg \frac{S}{S_o} - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 14 \qquad (51.54)$$

dove:
R_m = potere fonoisolante della parete del locale;
S = area della parete (m^2);
r = distanza dalla parete (m);
$S_o = 1\ m^2$;
$r_o = 1$ m.

c) *Attraverso una cabina fonoisolante*

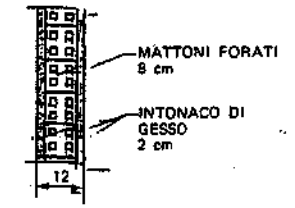
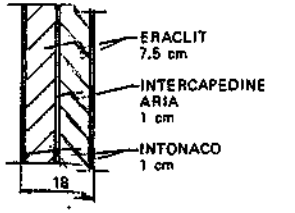
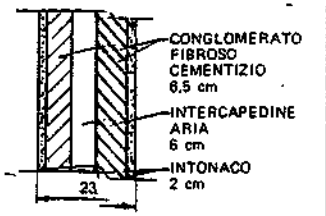
Sovente, per ridurre il rumore provocato in un locale da una macchina di potenza sonora W, si deve racchiudere quest'ultima con una cabina costruita con materiali

Tabella 51.XIII – Potere fonoisolante di strutture eseguite a regola d'arte.

STRUTTURA DELLA PARETE	Massa areica della parete kg/m²	Isolamento acustico alle diverse frequenze (Hz) in dB 250	500	1000	2000
	415	46	50	53	57
	178	40	45	48	53
	170	49	46	46	57

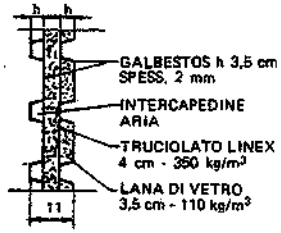
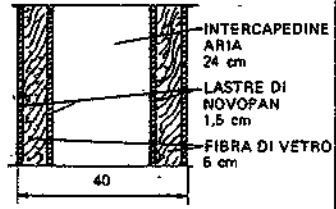
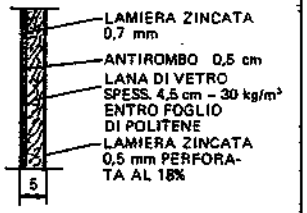
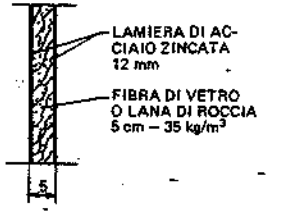
(segue)

(segue tabella 51.XIII)

STRUTTURA DELLA PARETE	Massa areica della parete kg/m²	Isolamento acustico alle diverse frequenze (Hz) in dB 250	500	1000	2000
 MATTONI FORATI 8 cm; INTONACO DI GESSO 2 cm; 12	100	34	38	44	48
 ERACLIT 7,5 cm; INTERCAPEDINE ARIA 1 cm; INTONACO 1 cm; 18	94	42	58	60	66
 CONGLOMERATO FIBROSO CEMENTIZIO 6,5 cm; INTERCAPEDINE ARIA 6 cm; INTONACO 2 cm; 23	74	40	50	55	63
CONGLOMERATO IN POMICE 4 cm; 4	40	30	29	33	46

(segue)

(segue tabella 51.XIII)

STRUTTURA DELLA PARETE	Massa areica della parete kg/m²	Isolamento acustico alle diverse frequenze (Hz) in dB 250	500	1000	2000
 h h; GALBESTOS h 3,5 cm SPESS. 2 mm; INTERCAPEDINE ARIA; TRUCIOLATO LINEX 4 cm - 350 kg/m³; LANA DI VETRO 3,5 cm - 110 kg/m³; 11	35	33	42	45	52
 INTERCAPEDINE ARIA 24 cm; LASTRE DI NOVOPAN 1,5 cm; FIBRA DI VETRO 6 cm; 40	30	48	54	62	76
 LAMIERA ZINCATA 0,7 mm; ANTIROMBO 0,5 cm; LANA DI VETRO SPESS. 4,5 cm – 30 kg/m³ ENTRO FOGLIO DI POLITENE; LAMIERA ZINCATA 0,5 mm PERFORATA AL 18%; 5	25	33	40	47	53
 LAMIERA DI ACCIAIO ZINCATA 12 mm; FIBRA DI VETRO O LANA DI ROCCIA 5 cm – 35 kg/m³; 5	22	39	47	50	50

fonoisolanti (fig. 51.31). Si tratta di valutare la riduzione di rumore ottenibile con tale cabina ovvero l'entità della riduzione da richiedere alla cabina stessa.

In mancanza della cabina, il livello di pressione sonora L_X nella posizione X (campo diffuso), risulterebbe pari a:

(51.42) $$L_X = L_W + 10 \lg \frac{0,16}{A} + 14$$

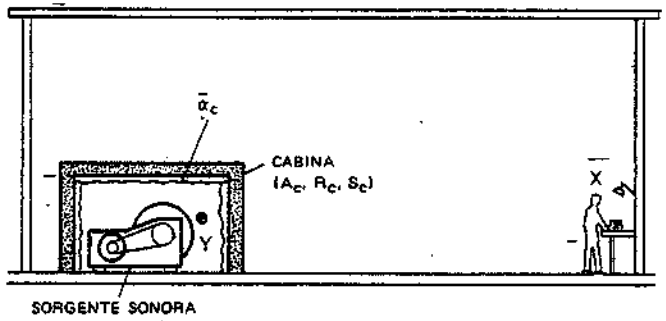


Fig. 51.31 – Riduzione del rumore ambiente mediante una cabina fonoisolante.

dove A misura, al solito, l'assorbimento del locale.

Se si racchiude la sorgente sonora in una cabina di volume V_c, assorbimento A_c e tempo di riverberazione T_c, il livello di pressione sonora dentro la cabina stessa (posizione Y) è dato dalla

$$L_Y = L_W + 10 \lg \frac{0{,}16}{A_c} + 14 \qquad (51.42\text{ bis})$$

Se le pareti della cabina hanno un potere fonoisolante R_c e superficie "attiva" S_c (non si considera il pavimento sul quale la cabina appoggia), la diminuzione di livello sonoro ottenibile con la cabina si valuta mediante la

$$L_Y - L'_X = R_c + 10 \lg \frac{A}{S_c} \qquad (51.53)$$

Dalle (51.42), (51.53) e (51.42 bis), con alcune semplificazioni e nell'ipotesi che la cabina sia piccola rispetto al volume del locale, si può pervenire alla seguente espressione, che consente di valutare la riduzione del livello sonoro nel punto X prima e dopo l'installazione della cabina:

$$L_X - L'_X = L_X - L_Y + R_c + 10 \lg \frac{A}{S_c} = R_c + 10 \lg \frac{A_c}{S_c} = R_c + 10 \lg \bar{\alpha}_c \qquad (51.55)$$

Nella (51.55), $\bar{\alpha}_c$ è il coefficiente di assorbimento medio della cabina. Si noti che per bassi valori di $\bar{\alpha}_c$ (= 0,4÷0,5), $10 \lg \bar{\alpha}_c$ si aggira intorno a –3 dB, mentre all'aumentare di $\bar{\alpha}_c$ il valore di $10 \lg \bar{\alpha}_c$ va ulteriormente diminuendo.

Il principale contributo alla riduzione del rumore proveniente da una sorgente racchiusa in una cabina è dunque dovuto al potere fonoisolante di quest'ultima, grazie al quale si possono ottenere diminuzioni del livello sonoro nel locale di 15÷20 dB e anche più.

51.13. SILENZIATORI

I silenziatori sono dei componenti utilizzati per ridurre il rumore trasportato lungo condotti da correnti gassose o liquide.

I tipi più frequentemente utilizzati nella pratica sono:

a) *Silenziatori ad assorbimento o passivi*

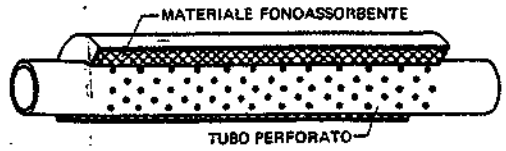


Fig. 51.32 – Silenziatore ad assorbimento.

Questi silenziatori consentono la riduzione del rumore in un campo di frequenze abbastanza esteso e pertanto sono sovente impiegati su ventilatori, compressori centrifughi, turbine a gas ed altre sorgenti rumorose caratterizzate da spettri sonori continui.

Il tipo più semplice di silenziatore è costituito da un elemento di condotto avente la superficie interna rivestita di materiale fonoassorbente (fig. 51.32).

Si impiegano materiali diversi e variamente disposti, in relazione ai livelli sonori ed allo spettro di frequenza del rumore, alla massima perdita di carico ammissibile attraverso il silenziatore, alla velocità, temperatura e pressione del gas.

In particolare, si ricorre a fibre di vetro e a lana di roccia, con densità variabile da 50 a 150 kg/m^3, caratterizzate da buoni assorbimenti del suono.

A parità di frequenza del rumore, l'attenuazione acustica dipende dai seguenti fattori: lunghezza del condotto, spessore del rivestimento, superficie del foro libero del condotto, tipo di materiale assorbente. Alle basse frequenze o allorché il diametro interno del condotto è minore di un quarto di lunghezza d'onda del suono alla frequenza considerata, l'attenuazione per unità di lunghezza (dB/m) ottenibile con il silenziatore può essere calcolata mediante la seguente formula:

$$\frac{\Delta L}{m} = 1{,}05\, \alpha^{1{,}4} \frac{P}{S} \qquad (51.56)$$

dove:

α = coefficiente di assorbimento del materiale fonoassorbente utilizzato;

P = perimetro interno del condotto trattato con il materiale fonoassorbente (m);

S = superficie della sezione normale del condotto (m^2).

Dalla (51.56) si rileva che un aumento del rapporto perimetro/superficie determina un aumento dell'attenuazione.

Quando la lunghezza del canale non è tale da fornire l'attenuazione desiderata, si ricorre all'impiego di silenziatori del tipo riportato in fig. 51.33. Essi sono costituiti da elementi di condotto nei quali sono installati diaframmi longitudinali rivestiti di materiale fonoassorbente.

Questa soluzione realizza, a parità di lunghezza, una maggiore superficie assorbente; determina, per contro, maggiori perdite di carico.

Le prestazioni acustiche di questi silenziatori dipendono da: lunghezza, spessore e distanza dei diaframmi (fig. 51.34), coefficiente di assorbimento del materiale fonoassorbente impiegato.

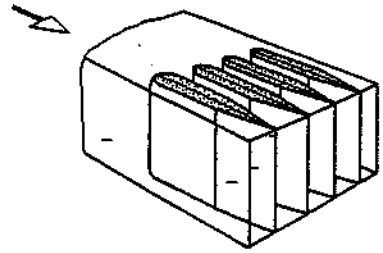


Fig. 51.33 – Silenziatore a diaframmi in materiale fonoassorbente installato in corrispondenza della bocca di scarico di un condotto.

b) *Silenziatori reattivi*

I silenziatori reattivi sono utilizzati prevalentemente per ridurre rumori di basse frequenze e in tutti quei casi in cui non è possi-

bile impiegare i silenziatori ad assorbimento (per esempio, in presenza di gas infiammabili o ad elevata temperatura).

Il loro funzionamento si basa sulla riflessione subita dalle onde sonore in opportune camere di espansione (*risonatori*) e/o su variazioni di direzione della corrente del fluido.

Il tipo più semplice di silenziatore reattivo è la *camera di espansione* o *plenum*, schematizzato in fig. 51.35.a–.b (17). La riduzione del livello di pressione sonora (in dB) che tale silenziatore consente di ottenere è valutabile con la formula:

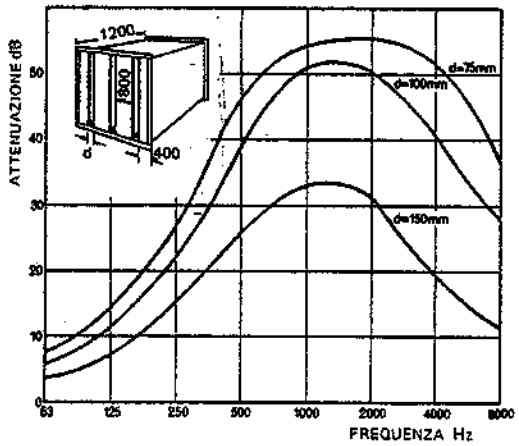


Fig. 51.34 – Attenuazione ottenibile con un silenziatore ad assorbimento lungo 1200 mm, costituito da diaframmi fonoassorbenti spessi 800 mm, in funzione della distanza d fra i diaframmi e della frequenza del rumore.

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \operatorname{sen}^2 \frac{2\pi f L}{c} \right] \qquad (51.57)$$

dove:
$m = S_2/S_1$;
f = frequenza (Hz);
c = velocità del suono nel fluido (m/s);
L = lunghezza della camera di espansione (m).

L'espressione (51.57) è stata utilizzata per costruire la fig. 51.36.

L'assorbimento massimo si ottiene per frequenze corrispondenti a una camera di espansione di lunghezza pari a:

$$L = \frac{\lambda}{4}; \quad \frac{3\lambda}{4}; \quad \frac{5\lambda}{4}.$$

I silenziatori reattivi risultano quindi selettivi ovvero attenuano il suono solamente a una ben determinata frequenza e a multipli di quest'ultima.

Per ottenere attenuazioni su uno spettro di frequenze più ampio, è necessario disporre in serie più camere di espansione in modo che la massima attenuazione della prima camera a una determinata frequenza coincida con il minimo di attenuazione della seconda camera a quella stessa frequenza.

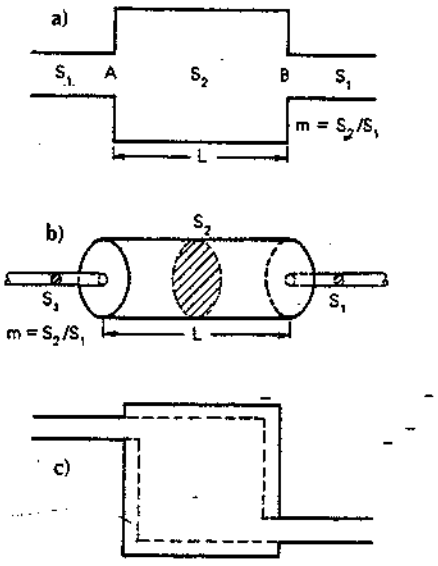


Fig. 51.35 – Tipi di camere di espansione.

(17) Sovente, il plenum è costituito da una camera rivestita di materiale fonoassorbente. Inoltre, si realizzano plenum aventi le bocche di entrata e uscita non affacciate (fig. 51.35.c).

La fig. 51.37 schematizza un silenziatore reattivo comprendente sia risonatori sia cambiamenti di direzione del flusso liquido o gassoso.

Spesso, per ottenere l'attenuazione del rumore desiderata, i silenziatori reattivi sono combinati con quelli ad assorbimento.

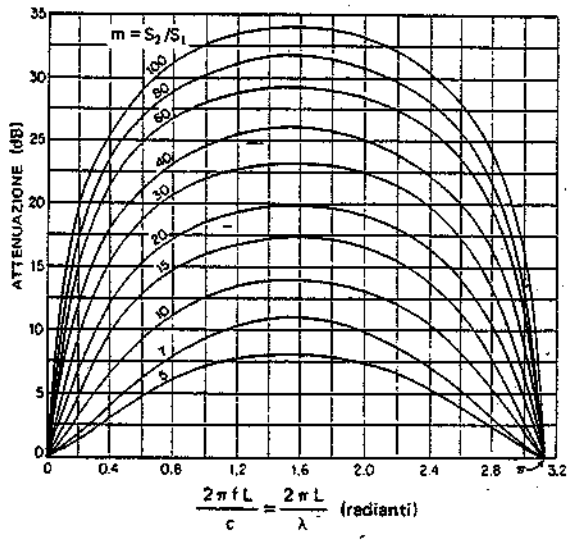


Fig. 51.36 – Riduzione del livello di pressione sonora ottenibile con camere di espansione del tipo di fig. 51.35.

Un altro tipo di silenziatore reattivo è il *risonatore di Helmholtz* (fig. 51.38), consistente in un recipiente ubicato lungo i rami secondari dei condotti (in modo che il flusso percorrente il tubo principale non risulti influenzato). Un'onda sonora propagantesi nel tubo, comprime ed espande l'aria del recipiente. Progettando in modo opportuno la sezione e la lunghezza dell'imbocco e il volume del recipiente, si può ottenere una sensibile attenuazione dell'onda sonora.

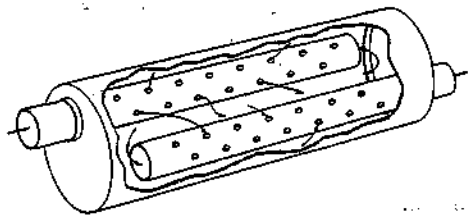


Fig. 51.37 – Silenziatore reattivo.

I risonatori Helmholtz provocano la massima riduzione di rumore per una determinata frequenza, denominata *frequenza di risonanza* (fig. 51.38.c), funzione delle dimensioni del canale di collegamento con il condotto principale e del volume della camera. La frequenza di risonanza viene calcolata con l'espressione:

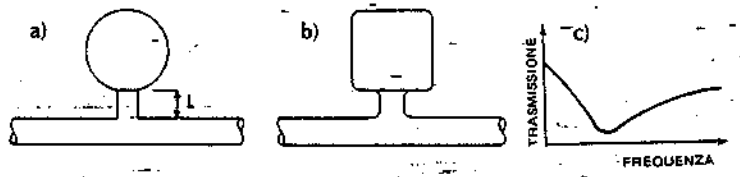


Fig. 51.38 – Risonatori Helmholtz (a, b); in c) è evidenziata la maggiore attenuazione del rumore in corrispondenza della frequenza di risonanza.

(51.58) $$f_o = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{A}{LV}} \quad (Hz)$$

dove:
c = velocità del suono nel fluido (m/s);
A = area della sezione trasversale dell'imbocco fra tubo e recipiente (m^2);
L = lunghezza dell'imbocco (m);
V = volume del recipiente (m^3).

Per annullare una gamma di frequenze occorre installare lungo la tubazione più risonatori Helmholtz opportunamente dimensionati.

51.14. INTERVENTI PER RIDURRE IL RUMORE INDUSTRIALE

I migliori risultati nella riduzione dei rumori prodotti in campo industriale si ottengono cercando di prevenirne la generazione o almeno di ridurne il livello.

Si tratta cioè di intervenire sui macchinari e sugli impianti, possibilmente prima della costruzione, rimuovendo o attenuando ogni causa che provochi livelli di rumorosità superiori ai valori prestabiliti.

A tale fine, in occasione di ogni richiesta di preventivo, gara d'appalto o analisi comparativa riguardante macchinari e impianti, si deve richiedere che il livello di potenza sonora (sovente ponderato A) sia contenuto entro valori limite prefissati.

Conoscendo il livello L_W, si può determinare con sufficiente approssimazione il livello L_p nei vari punti interni ed esterni all'ambiente, note che siano la posizione della macchina e le proprietà acustiche (assorbimento e isolamento) delle pareti.

Se invece la macchina o l'apparecchiatura rumorosa sono già funzionanti, si cerca di rimuovere la sorgente di rumore, per esempio installando motori più silenziosi, ripari per i ventilatori, silenziatori sugli scarichi di aria compressa.

Non sempre però è possibile risolvere del tutto il problema della rumorosità intervenendo all'origine. Se i macchinari sono già funzionanti e non sono attuabili interventi volti a ridurre la loro rumorosità, si deve ripiegare su altre soluzioni consistenti essenzialmente in una o più delle seguenti tecniche:
a) isolamento del rumore;
b) assorbimento del rumore;
c) smorzamento delle vibrazioni;
d) protezione individuale.

Isolamento del rumore

Questo tipo di intervento prevede o l'allontanamento della fonte di rumore (macchinario) isolandola rispetto agli ambienti di lavoro (è quanto si fa con le sale compressori, pompe, ecc.) oppure la costruzione di una struttura divisoria tra la sorgente stessa ed il ricevitore. In questo secondo caso, l'efficacia dell'intervento è strettamente legata al potere fonoisolante della struttura (18), dal quale dipende la parte di suono incidente che perviene al ricevitore. Per pareti omogenee, costituite da laterizi,

(18) Ricordiamo che l'efficienza isolante di una parete è misurata dal numero di decibel che l'energia sonora perde nell'attraversamento della stessa.

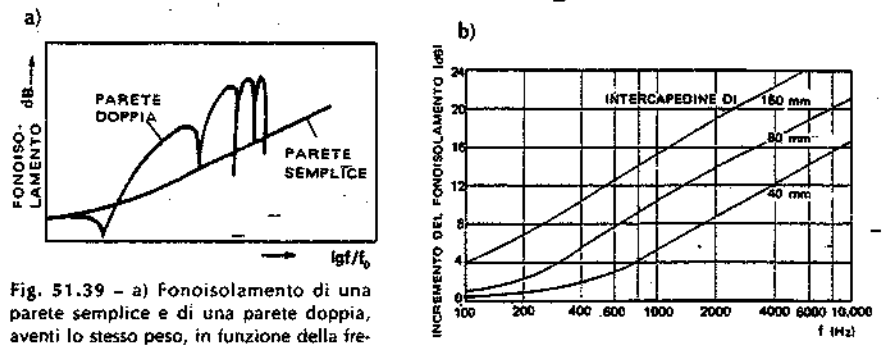


Fig. 51.39 – a) Fonoisolamento di una parete semplice e di una parete doppia, aventi lo stesso peso, in funzione della frequenza del rumore; b) incremento del potere fonoisolante di una parete doppia rispetto a quello di una parete singola dello stesso peso in funzione della larghezza dell'intercapedine d'aria.

cemento, fogli di piombo (ovvero aventi massa areica elevata), il potere isolante segue approssimativamente la *legge di massa* (51.32).

In generale (si verificano eccezioni alle basse frequenze), una parete doppia caratterizzata da una determinata massa con intercapedine d'aria o ripiena di materiale fonoassorbente consegue un isolamento maggiore di quello di una parete singola dello stesso peso (fig. 51.39.a). Inoltre, il potere fonoassorbente aumenta di circa 5 dB ad ogni raddoppio dell'intercapedine d'aria (fig. 51.39.b).

Sovente però, al fine di conseguire isolamenti elevati con strutture relativamente leggere che consentano più facilmente l'inserimento di porte, serramenti, oblò, nonché smontaggi o modifiche, si ricorre a strutture del tipo schematizzato in fig. 51.40.

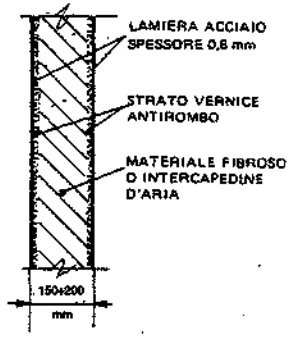


Fig. 51.40 – Struttura fonoisolante costituita da due lamierini metallici, verniciati internamente con antirombo, la cui intercapedine è riempita con lana di vetro o di roccia oppure contiene aria.

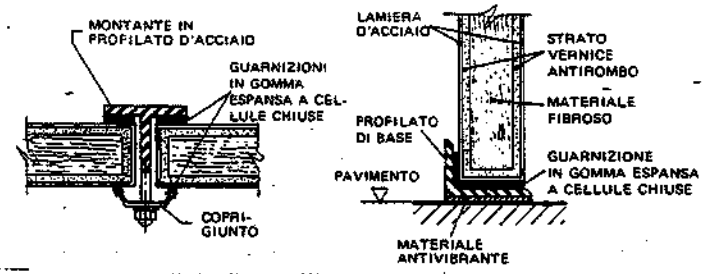


Fig. 51.41 – Giunti di tenuta fra elementi fonoisolanti prefabbricati e fra gli stessi ed il pavimento.

Poiché la presenza di fori, fessure, laschi, abbassa l'efficacia della struttura divisoria, conviene prevedere giunti di tenuta (guarnizioni) fra gli elementi costituenti e fra gli stessi ed il pavimento: la fig. 51.41 esemplifica una parete costituita da materiali di peso differente (al fine di evitare risonanze) internamente riempita di materiale fibroso e dotata di tali giunti di tenuta.

Si realizzano anche strutture composite, di cui la fig. 51.42 mostra un esempio.

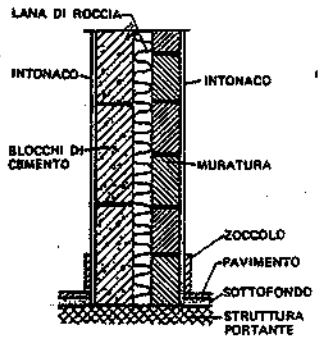
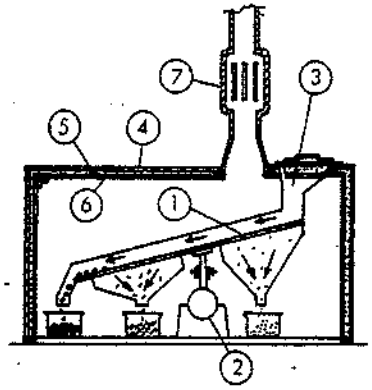


Fig. 51.42 – Parete insonorizzante di tipo pesante.

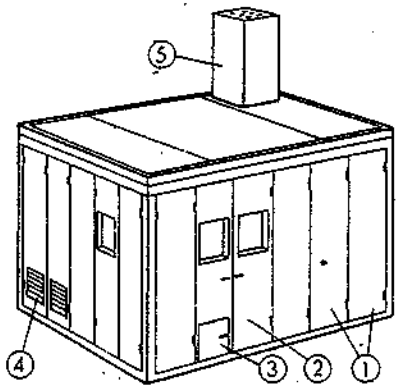
Le figg. 51.43 e 51.44 riportano due esempi di chiusure fonoisolanti (cabine) previste per ridurre la diffusione nell'ambiente di lavoro del rumore prodotto da macchinari: tali cabine possono essere dotate di finestrelle vetrate (19) e di aperture (20) per il controllo visivo delle macchine e per gli interventi sulle stesse.

Si tenga presente che dentro una cabina con pareti riflettenti il livello di pressione



1. Vaglio vibrante - 2. Motore - 3. Arrivo materiale - 4. Lamiera di acciaio 0,8 mm - 5. Lana di vetro spessore 25 mm - 6. Lamiera perforata 1,6 mm - 7. Filtro acustico o silenziatore.

Fig. 51.43 – Cabina fonoisolante racchiudente un impianto di separazione granulometrica di terre per fonderia.



1. Pannelli modulari - 2. Porta con finestrella vetrata - 3. Sportello per estrazione materiali - 4. Bocchetta entrata aria, con silenziatore - 5. Condotto di estrazione aria, con silenziatore.

Fig. 51.44 – Cabina fonoisolante ad elementi modulari smontabili.

(19) È consigliabile il doppio vetro.

(20) Sovente le porte sono doppie e montate su telai indipendenti dalla parete. Inoltre, dovrebbero avere battute con uno o più profilati di gomma e chiusure a pressione (come le porte dei frigoriferi industriali).

sonora può superare il valore che si registrerebbe nella stessa posizione senza la cabina: infatti, il suono è riflesso da una parete all'altra e cresce fino a quando l'aumento dovuto alle riflessioni bilancia l'aliquota dissipata attraverso la cabina. Se, invece, le pareti di questa comprendono materiali fonoassorbenti, l'aumento del livello di pressione sonora risulta molto attenuato (in quanto si hanno assorbimento e riflessione del suono): si è rilevato che il suono riverberante diminuisce di circa 3 dB per ogni raddoppio dell'assorbimento. Alle alte frequenze, i materiali fonoassorbenti porosi realizzano un fonoassorbimento notevole, mentre il loro contributo è scarso per le altre frequenze: ne consegue che la perdita di trasmissione necessaria deve essere ottenuta realizzando pareti compatte e prive di aperture. Infatti, le aperture (i "buchi") hanno un peso crescente con l'aumentare del potere fonoisolante delle pareti delle chiusure: ottenere un abbattimento di 10 dB significa avere un livello residuo pari al 10% di quello iniziale; un abbattimento di 20 dB significa un residuo dell'1%, mentre un abbattimento di 30 dB riduce il livello residuo all'1‰; motivo per cui l'eliminazione dei "buchi" è tanto più importante quanto maggiore è il fonoisolamento richiesto.

Quando non è possibile racchiudere completamente una sorgente rumorosa con una cabina, si ricorre a chiusure parziali, schermi o cuffie, di cui la fig. 51.45 fornisce alcuni esempi. La riduzione del rumore ottenibile con tali protezioni è ovviamente minore, specie alle basse frequenze.

Assorbimento del rumore

Le onde irradiate da una sorgente sonora si diffondono nell'ambiente circostante. Incontrando le pareti, esse vengono riflesse, assorbite, rifratte in proporzioni diverse a seconda del tipo di materiale costituente le stesse, della frequenza del suono e dell'angolo di incidenza delle onde sonore sulla superficie dell'ostacolo.

Il suono diffuso in un locale in cui si trovi una sorgente di rumore può essere

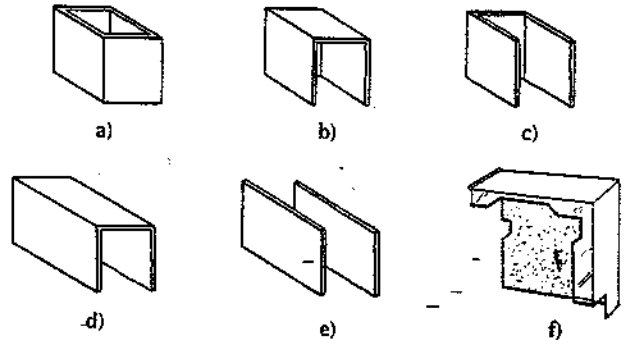


Fig. 51.45 – Esempi di chiusure parziali, schermi e cuffie per macchinari o altre fonti di rumori: a) chiusura su quattro pareti; b) chiusura coperta, senza una parete; c) chiusura scoperta e senza una parete; d) chiusura a tunnel; e) schermo bilaterale; f) cuffia di protezione della parte rumorosa di una macchina.

ridotto aumentando l'assorbimento del locale stesso, ricorrendo cioè al "condizionamento acustico" dell'ambiente. Ciò si ottiene installando alle pareti e/o al soffitto, materiali caratterizzati da elevati coefficienti di assorbimento acustico.

In alcuni casi, si ottengono buoni risultati installando pannelli fonoassorbenti verticali sospesi a soffitto (correntemente denominati *baffles*). La fig. 51.46 evidenzia tale tipo di intervento nel caso di un ambiente industriale.

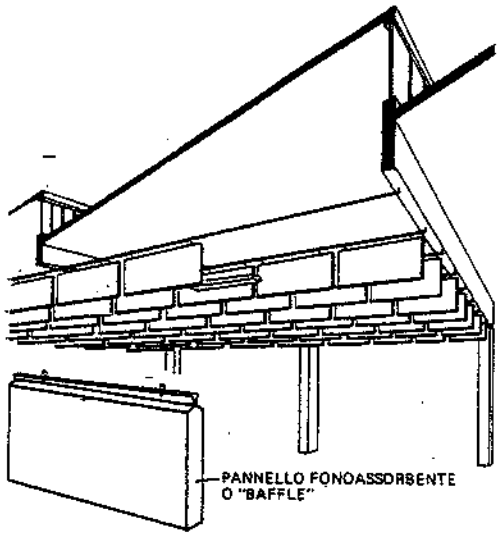


Fig. 51.46 – Condizionamento acustico di un ambiente industriale mediante *baffles*.

Le principali strutture fonoassorbenti sono costituite da:
- *materiali porosi* o *fibrosi*, per le alte frequenze (fig. 51.47.a);
- *membrane vibranti* o *pannelli flessibili*, per le basse frequenze (fig. 51.47.b);
- *risonatori multipli*, per le medie frequenze (fig. 51.47.c).

I materiali porosi sono in genere utilizzati sotto forma di pannelli. L'assorbimento di un prodotto fibroso è praticamente indipendente dal suo spessore alle alte frequenze, mentre aumenta sensibilmente con lo spessore del materiale alle basse frequenze (fig. 51.47.a).

I pannelli flessibili entrano in vibrazione quando la frequenza delle onde sonore incidenti coincide con la frequenza propria di risonanza del sistema costituito da una massa (peso della membrana) e da un corpo elastico (elasticità dell'aria nell'intercapedine): vibrando, i pannelli dissipano, sotto forma di calore, energia sottratta all'energia sonora incidente. La frequenza di risonanza delle membrane vibranti è tanto più bassa, quanto più è elevato il loro peso per unità di superficie e quanto maggiore è la distanza dalla parete. Risulta infatti:

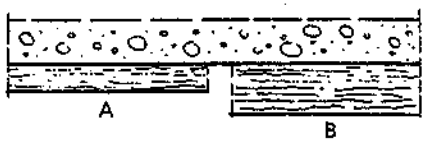
$$\text{frequenza di risonanza} = \frac{60}{\sqrt{m d}} \quad (\text{Hz})$$

essendo m la massa unitaria della membrana (kg/m²) e d lo spessore dell'intercapedine (m).

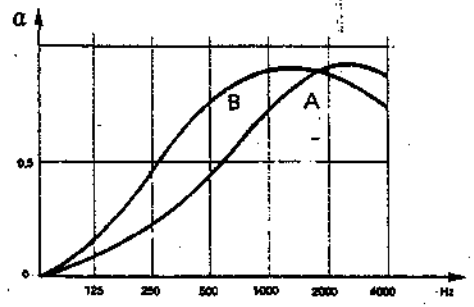
L'assorbimento dei pannelli flessibili risulta meno selettivo se si dispongono nell'intercapedine materiali fibrosi, i quali aumentano lo smorzamento prodotto dall'aria retrostante (fig. 51.47.b).

I risonatori multipli consistono in un lamierino perforato, installato a una certa distanza dalla parete: ogni foro costituisce l'imbocco di un piccolo risonatore, il cui volume è evidenziato in fig. 51.47.c. Variando la dimensione dei fori e/o perforando irregolarmente il lamierino, si può modificare e/o estendere la gamma di frequenze di risonanza.

Fig. 51.47 – Alcuni tipi di strutture fonoassorbenti.

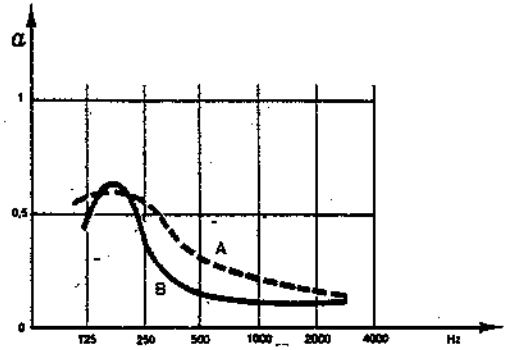


a) MATERIALE POROSO O FIBROSO INCOLLATO AD UN SUPPORTO (lane minerali e di vetro, poliuretano espanso, ecc.)



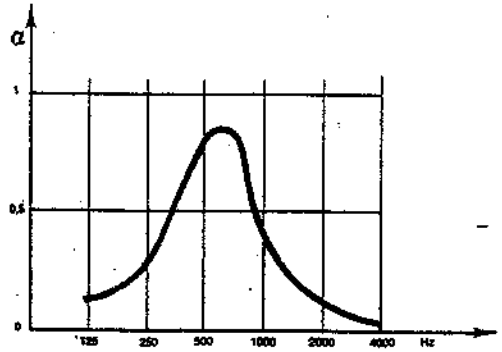
COEFFICIENTE DI ASSORBIMENTO DI UN MATERIALE FIBROSO

b) PANNELLO FLESSIBILE O MEMBRANA (in legno, materiale plastico, ecc.)



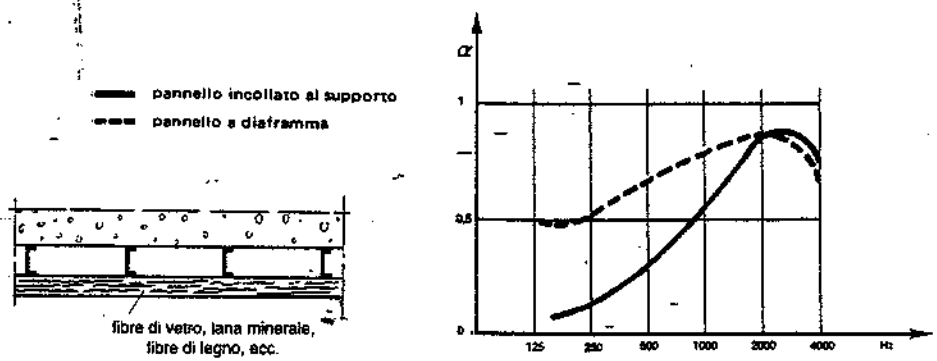
COEFFICIENTE DI ASSORBIMENTO DI UN PANNELLO FLESSIBILE CON E SENZA MATERIALE FIBROSO (rispettivamente A e B)

c) RISONATORE MULTIPLO (in lamiera, legno, ecc.)



COEFFICIENTE DI ASSORBIMENTO DI UN RISONATORE MULTIPLO

(segue fig. 51.47)



d) MATERIALE POROSO O FIBROSO DISPOSTO A DIAFRAMMA

I tre sistemi di assorbimento acustico sopra illustrati possono essere combinati fra di loro in vari modi. In particolare, ricordiamo i seguenti:

a) pannelli fibrosi distanziati dalla parete in modo da costituire un'intercapedine d'aria (fig. 51.47.d): aumenta l'assorbimento alle basse frequenze;
b) disposizione di materiale fibroso all'interno di pannelli flessibili e forati (fig. 51.47.e): aumenta il fonoassorbimento alle alte frequenze.

Smorzamento delle vibrazioni

La rumorosità di una macchina può essere trasmessa dalla struttura di appoggio: infatti, la struttura di appoggio, sollecitata dinamicamente, entra in vibrazione e si comporta come una cassa armonica. Per evitare tale inconveniente, si applica la teoria delle vibrazioni forzate dei sistemi smorzati a un grado di libertà (v. capitolo 52).

Gli accorgimenti pratici più correntemente adottati sono (fig. 51.48):

- costruire basamenti di massa rilevante;
- interporre dispositivi antivibranti fra basamento e pavimento o fondazione;
- separare la zona di pavimento su cui incide la macchina dal pavimento circostante e dal fabbricato;
- interporre giunti flessibili sulle tubazioni in arrivo e in partenza.

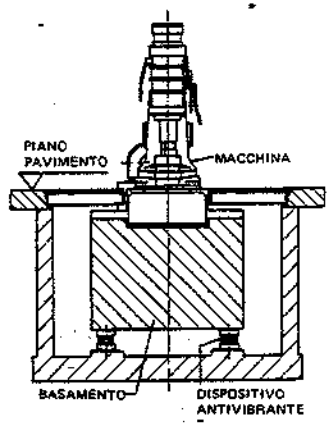


Fig. 51.48 – Modalità di installazione di una macchina rumorosa.

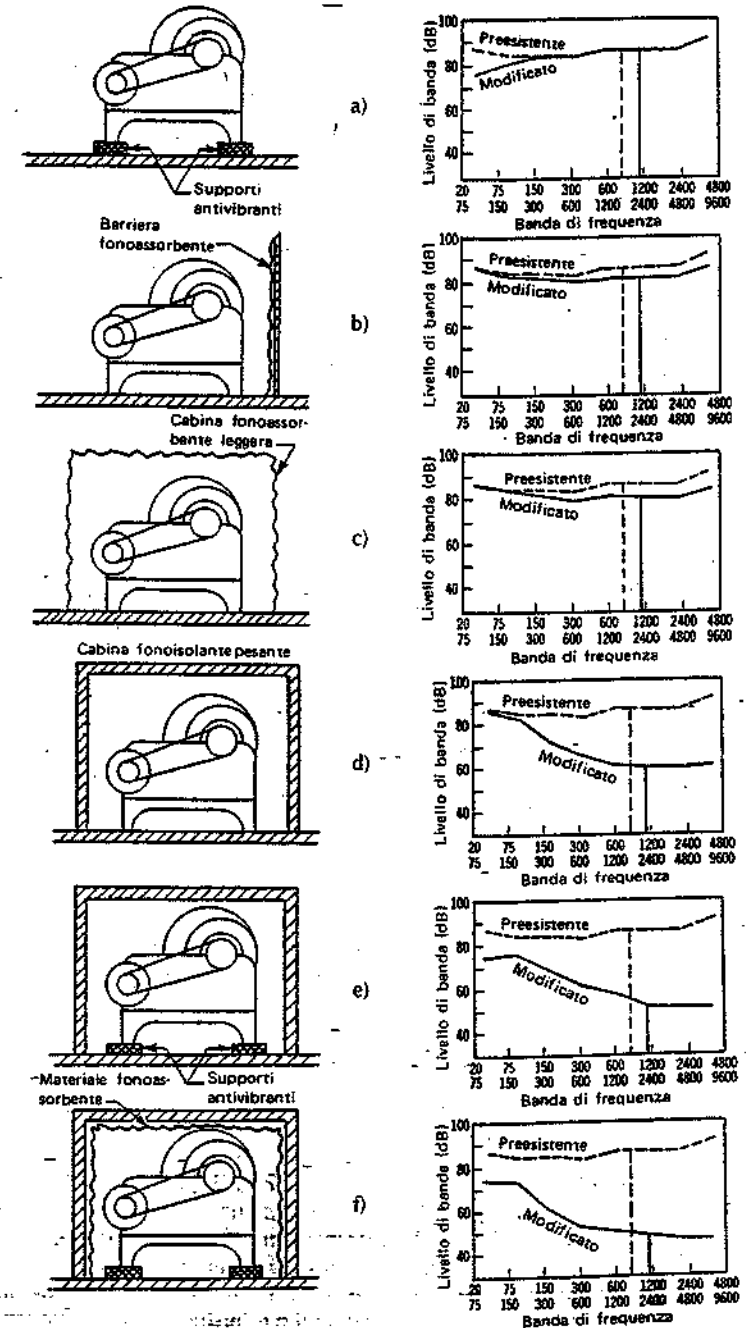


Fig. 51.49 – Esemplificazione dei risultati ottenibili nella riduzione del rumore provocato in un punto dell'ambiente di lavoro da una macchina rumorosa, a seconda degli accorgimenti adottati.

Esemplificazione

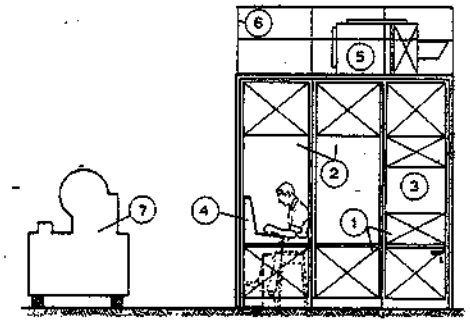
La fig. 51.49 illustra l'applicazione di alcuni degli interventi dianzi considerati a una macchina e le riduzioni di rumorosità che essi consentono di realizzare nel caso specifico.

L'adozione di supporti antivibranti apporta una modesta riduzione del rumore caratterizzato da basse frequenze (fig. 51.49.a): infatti, la macchina irradia la maggior parte del rumore ad alta frequenza nell'aria e solo una piccola parte nel pavimento. Installando una barriera ricoperta verso la macchina da materiale fonoassorbente, si ottiene una modesta riduzione del rumore alle alte frequenze (fig. 51.49.b).

Se la macchina viene completamente racchiusa con materiali fonoassorbenti sopportati da una struttura leggera (51.49.c), il risultato non è molto diverso.

Una riduzione notevole del rumore alle medie e alte frequenze è ottenibile con una cabina costruita con materiali pesanti e rigidi cioè altamente fonoisolanti (fig. 51.49.d).

I risultati acustici migliorano installando supporti antivibranti (fig. 51.49.e) e rivestendo le pareti interne della cabina con materiale fonoassorbente (fig. 51.49.f).



1. Pannelli modulari fonoisolanti - 2. Doppi vetri - 3. Porta con finestrella - 4. Quadro di comando e controllo - 5. Gruppo condizionatore dell'aria - 6. Parapetto normale - 7. Macchinario rumoroso.

Fig. 51.50 – Cabina silente per la protezione dell'operatore addetto al comando ed al controllo di macchinari rumorosi.

Protezione individuale

Quando non è praticamente possibile eliminare le cause di rumorosità o racchiudere la macchina in una cabina, si è costretti a ripiegare sulla protezione degli operatori. Il che può ottenersi mediante:

- riduzione dei tempi di esposizione al rumore, ad esempio realizzando *cabine silenti* (fig. 51.50) nei casi in cui la mobilità richiesta all'operatore è limitata (all'occorrenza, in tali cabine si riportano i comandi delle macchine);
- *protezioni individuali*, nei casi in cui la mobilità richiesta agli operatori è notevole.

Le protezioni individuali sono classificabili in tre tipi fondamentali:

a) *inserti auricolari* o *tappi*: alcuni tipi vengono introdotti completamente nel canale uditivo, altri (*semi-inserti*) chiudono soltanto l'entrata del condotto auricolare e sono tenuti in tale posizione da un supporto attorno al capo;
b) *cuffie*: coprono l'intera zona esterna dell'orecchio e sono sostenute in varie maniere mediante sistemi elastici più o meno regolabili e robusti;
c) *caschi*: coprono gran parte della superficie del capo e sono in genere usati quando, oltre alla protezione dal rumore, sia richiesta anche una protezione antinfortunistica.

La scelta delle protezioni deve essere fatta alla luce dei seguenti parametri:

- l'*attenuazione del rumore*: questa dipende dai livelli di pressione sonora esistenti nell'ambiente, dal tipo di rumore e dalla durata dell'esposizione. La massima attenuazione ottenibile è in media di 25÷35 dB.
- il *comfort*: è il fattore più importante dopo l'attenuazione, perché una protezione fastidiosa viene spesso rimossa e diventa inutile. Alla base del comfort stanno: la pressione sull'esterno dell'orecchio e nel canale; la rugosità e l'attrito sulla pelle; lo smaltimento del calore; l'assorbimento dell'umidità.

Trafila progettuale

In conclusione, sintetizziamo le fasi attraverso cui si sviluppa un progetto per la riduzione della rumorosità nel caso di un impianto industriale da realizzare ex-novo:

1. definizione della potenza sonora delle macchine e loro ubicazione;
2. calcolo delle proprietà acustiche dell'ambiente, con l'ausilio di appositi programmi predisposti a calcolatore;
3. precisazione della rumorosità ammessa negli ambienti di lavoro;
4. valutazione della rumorosità conseguente e individuazione degli interventi atti a farla rientrare nei limiti prestabiliti (interventi correttivi sui singoli meccanismi al fine di ridurre l'emissione sonora all'origine; trattamenti assorbenti delle pareti e del soffitto).

Solo quando, per specifici ambienti, si riconosca l'impossibilità di ulteriori miglioramenti, si ripiegherà sull'adozione di protezioni individuali.

51.15. SISTEMI ATTIVI DI RIDUZIONE DEL RUMORE

Un cenno a parte meritano i *sistemi attivi*, adottati per attenuare i rumori, specialmente quelli caratterizzati da basse frequenze, per i quali i sistemi attenuatori passivi sono meno efficaci.

L'attenuazione attiva consiste nel generare un rumore opposto rispetto al rumore indesiderato; in questo modo, la somma istante per istante delle pressioni dei due rumori risulta teoricamente nulla, praticamente piccola. Questo rumore secondario può essere generato mediante un altoparlante o sorgenti multiple pilotate da sistemi elettronici.

Esempi applicativi del controllo attivo di rumori a basse frequenze sono i seguenti:

- riduttori di rumore all'interno di autovetture ed aerei;
- controllo del rumore emesso dagli impianti di condizionamento dell'aria;
- silenziatori sullo scarico degli autoveicoli;
- cuffie attive per il controllo di rumori a bassa frequenza e con livelli sonori prossimi a 120 dB (piloti di elicotteri, caccia, carri armati).

I sistemi attivi sono anche adottati per il controllo delle vibrazioni.

51.16. BIBLIOGRAFIA

C. Harris, *Handbook of Noise Control*, New York, McGraw-Hill Book Company.
L. Beranek, *Noise and Vibration Control*, New York, McGraw-Hill Book Company.
L. Beranek, *Acoustics*, New York, McGraw-Hill Book Company.
L. Beranek, *Noise reduction*, New York, McGraw-Hill Book Company.
G. Diehl, *Machinery Acoustics*, New York, John Wiley & Sons.
E. Magrab, *Environmental Noise Control*, New York, John Wiley & Sons.
I. Sharland, *Woods Practical Guide to Noise Control*, Londra, Waterlow & Sons Ltd.
L. Doelle, *Environmental Acoustics*, New York, McGraw-Hill Book Company.
Italsider, *Acciaio e materiali complementari*, Genova, Fratelli Pagano.
R. Piazza, *La valutazione del rumore*, Milano, GenRad.
W. Furrer, *Raum-und Bauakustik für architekten*, Basilea, Birkhauser Verlag.
R. Bines e altri, *Noise control in industry*, Sudbury, Sound Research Laboratories.
G. Sacerdote, *Atti Congressi Nazionali ANDIL*.
A. Sacchi, G. Caglieris, *Illuminotecnica e Acustica*, Torino, Utet, 1996.

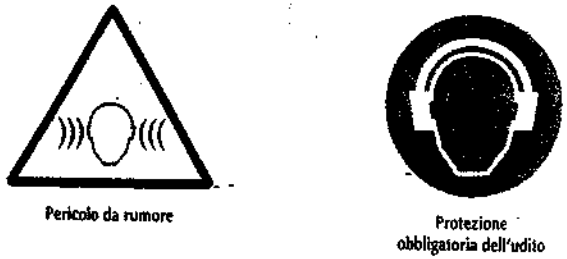


Fig. 51.50 – Cartelli di avvertimento e di prescrizione.

Prescrizioni per i segnali acustici

I segnali acustici devono:

a) avere un livello sonoro nettamente superiore al rumore di fondo, in modo da essere udibili, senza tuttavia essere eccessivi o dolorosi;
b) essere facilmente riconoscibili in rapporto particolarmente alla durata degli impulsi e alla separazione fra impulsi e serie di impulsi, e distinguersi nettamente, da una parte, da un altro segnale acustico e, dall'altra, dai rumori di fondo.

52. Le vibrazioni ed il loro controllo

52.1. CARATTERISTICHE DELLE VIBRAZIONI

Come il suono, anche le vibrazioni sono originate da movimenti oscillatori di corpi attorno a una posizione di riposo. Nel caso più semplice, il moto può essere sinusoidale (fig. 52.1) e quindi caratterizzato dalle seguenti grandezze:

– *periodo* T oppure *frequenza* $f = \frac{1}{T}$;
– *ampiezza massima* A dello spostamento oppure *velocità* v oppure *accelerazione* a.

Le ultime tre grandezze sono analiticamente correlate fra di loro. Infatti, considerando l'equazione del moto di fig. 52.1

(52.1) $$x = A\,\mathrm{sen}\,2\pi f t$$

dove x misura lo spostamento istantaneo e t il tempo, la velocità è data dalla

(52.2) $$v = \frac{dx}{dt} = 2\pi f A\,\mathrm{sen}\left(2\pi f t + \frac{\pi}{2}\right)$$

e l'accelerazione dalla

(52.3) $$a = \frac{dv}{dt} = (2\pi f)^2 A\,\mathrm{sen}(2\pi f t + \pi)$$

In termini di valori massimi, risulta:

$$x_{max} = A \qquad v_{max} = 2\pi f A \qquad a_{max} = (2\pi f)^2 \cdot A$$

a conferma della correlazione fra le tre grandezze.

Nella maggior parte dei casi, però, il moto vibratorio risulta periodico non sinusoidale oppure casuale, ossia presenta andamenti nel tempo dei tipi riportati nelle figg. 52.2 e 52.3. Nel caso di fig. 52.2, il moto vibratorio viene

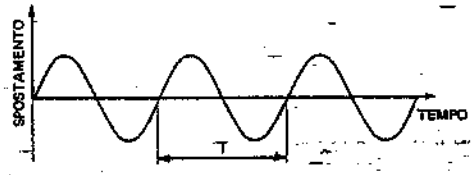


Fig. 52.1 – Moto armonico semplice.

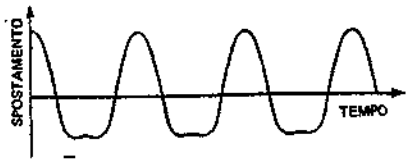


Fig. 52.2 – Moto periodico non sinusoidale.

Fig. 52.3 – Moto non periodico.

scomposto nelle sue componenti armoniche mediante l'analisi di frequenza, alla quale può seguire la costruzione dello spettro di frequenza riportando, in corrispondenza di ciascuna banda di frequenza (ottava o terzo d'ottava), l'intensità della grandezza rilevata: spostamento, velocità o accelerazione. Nel caso di fig. 52.3 si ricorre a una rappresentazione statistica del fenomeno.

52.2. SORGENTI DI VIBRAZIONI

Le principali sorgenti di vibrazioni che interessano gli ambienti di lavoro sono rappresentate da:
- macchinari (in particolare, magli e presse);
- mezzi di trasporto interno;
- compressori, pompe ed attrezzature di vario tipo.

I macchinari, per effetto della propagazione delle onde nel terreno, sono spesso causa di inquinamento anche a grandi distanze dalla sorgente.

Numerose fonti di vibrazioni possono determinare situazioni critiche per le persone ed i materiali.

Per esempio, ruote ed alberi in rotazione, soggetti a una non corretta equilibratura, possono dar luogo, in corrispondenza di determinate velocità, a moti vibratori di notevole intensità.

In generale poi, l'assenza di smorzatori sulle fondazioni delle macchine e la presenza di collegamenti rigidi fra strutture meccaniche possono, per effetto di risonanze indotte dalle vibrazioni, esaltare i moti vibratori fino a provocare rotture per fatica di parti meccaniche.

Nei casi sopra menzionati, la vibrazione rappresenta ovviamente un "prodotto" indesiderato. Altre volte, però, essa costituisce un fenomeno indispensabile per la produzione di ben determinati effetti: è il caso, ad esempio, degli alimentatori a vibrazione.

52.3. EFFETTI DELLE VIBRAZIONI

a) Effetti sulle persone

Le vibrazioni meccaniche, allorché presenti in una certa misura, riducono la capacità di concentrazione e di lavoro degli operatori.

In particolare, gli addetti all'utilizzo di attrezzi portatili vibranti, in quanto notevolmente sollecitati dalle vibrazioni in punti localizzati del corpo (mani, braccia), possono sentirsi in un primo tempo più affaticati e, in seguito, subire danni fisici di entità non trascurabile.

La natura estremamente complessa del corpo umano rende molto difficoltosa la valutazione della risposta degli individui alle sollecitazioni vibratorie. Si sono comunque redatte tavole e diagrammi per la valutazione dell'esposizione delle persone a vibrazioni in funzione della frequenza e dell'accelerazione.

b) Effetti sui sistemi meccanici

Rotture di organi delle macchine, fessurazioni delle opere murarie, cedimenti delle strutture, sono spesso il risultato di vibrazioni aventi intensità prolungate nel tempo oppure eccessive per tempi anche relativamente brevi.

Inoltre, fenomeni quali le onde stazionarie e la risonanza sottopongono le strutture a sollecitazioni che possono sfociare in situazioni assai critiche (citiamo, per esempio, il crollo di ponti sospesi avvenuto per effetto della esaltazione delle oscillazioni indotte dal vento ad una frequenza molto prossima a quella propria della costruzione).

Nel caso particolare delle macchine rotanti, la loro non corretta equilibratura (1) determina, in corrispondenza delle velocità di rotazione "critiche", l'insorgere di vibrazioni tali da produrre scuotimenti che danneggiano la macchina stessa.

52.4. RILIEVO ED ANALISI DELLE VIBRAZIONI

Come si è detto, una vibrazione meccanica sinusoidale può essere descritta attraverso una delle tre quantità tra loro matematicamente correlate: spostamento, velocità o accelerazione.

I primi sistemi di misura furono ottici e meccanici e la quantità misurata era lo spostamento. Con l'introduzione dei sistemi elettronici si presentò più opportuna la misura della velocità e dell'accelerazione.

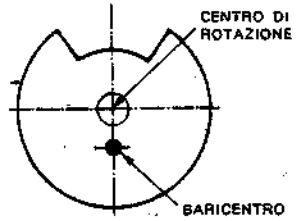


Fig. 52.4 – Squilibratura statica.

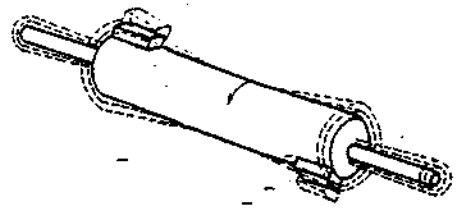


Fig. 52.5 – Squilibratura dinamica.

(1) Si distinguono due tipi di squilibrature:
- "statica", quando il baricentro non sta sull'asse di rotazione (fig. 52.4);
- "dinamica", quando l'asse della rotazione non è l'asse principale d'inerzia (fig. 52.5).

La vibrazione viene trasformata per mezzo di trasduttore di tipo magneto-dinamico in un segnale elettrico proporzionale alla velocità, amplificato e misurato con complessi elettronici di misura.

La preferenza è rivolta verso trasduttori di tipo piezoelettrico che generano un segnale proporzionale alla accelerazione: essi sono chiamati *accelerometri* e sono sempre seguiti da sistemi elettronici di amplificazione e di misura.

Le principali ragioni di questa scelta sono le seguenti:

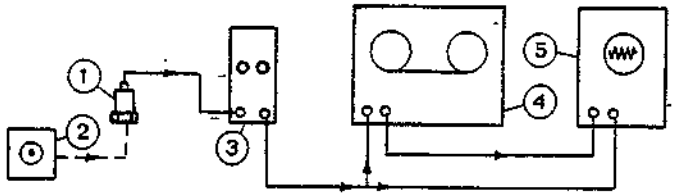
– l'accelerometro è normalmente più piccolo di un trasduttore di velocità;

– la sua gamma utile di misura è più ampia tanto alle basse quanto alle alte frequenze.

Allorché la misura risultante è richiesta in termini di spostamento o di velocità piuttosto che in termini di accelerazione, è possibile ottenere la grandezza desiderata mediante l'impiego di speciali circuiti elettronici (*integratori*) inseriti nella catena di misura.

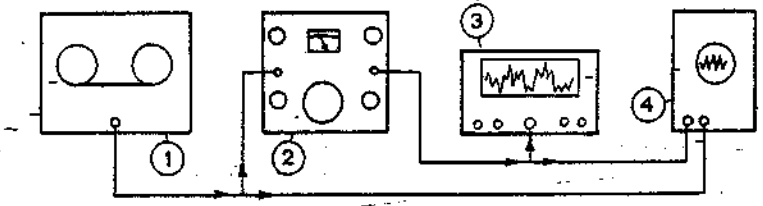
In numerosi casi, le indagini sulle vibrazioni vengono condotte provvedendo a registrare su nastro magnetico le sollecitazioni dirette secondo ciascun asse di una terna cartesiana x, y, z e successivamente ad analizzarle in laboratorio.

Ciò viene effettuato mediante l'impiego di complessi o "catene" di registrazione e di analisi del tipo riportato rispettivamente nelle figg. 52.6. e 52.7.



1. Accelerometro piezoelettrico - 2. Calibratore per accelerometro - 3. Preamplificatore di carica - 4. Registratore a nastro magnetico - 5. Oscilloscopio o analizzatore.

Fig. 52.6 – Complesso di registrazione.



1. Registratore a nastro magnetico – 2. Analizzatore di frequenza – 3. Registratore grafico di livello – 4. Oscilloscopio.

Fig. 52.7 – Complesso di analisi.

Di seguito, descriviamo sommariamente la funzione di ciascun componente presente in tali catene, fornendo, per alcuni, le caratteristiche tecniche principali.

A) Complesso di registrazione

Comprende:

1. *accelerometro piezoelettrico*: è il trasduttore elettromeccanico che genera ai suoi terminali di uscita una carica (o una tensione) elettrica proporzionale alla accelerazione alla quale è sottoposto. Il tipo di più largo impiego (fig. 52.8) consta di due dischi di cristallo piezoelettrico (ceramiche piezoelettriche o quarzo) sui quali grava una massa precaricata da una molla. Quando l'accelerometro è soggetto ad una vibrazione, la massa esercita sull'elemento piezoelettrico una forza variabile, proporzionale alla accelerazione della massa stessa: conseguentemente, per effetto piezoelettrico, si genera una carica e quindi una tensione elettrica anch'esse proporzionali alla accelerazione della massa;

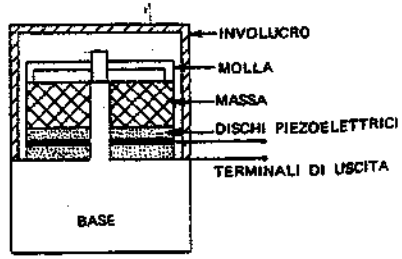


Fig. 52.8 – Sezione di un accelerometro.

2. *calibratore per accelerometri*: serve a controllare la taratura dell'accelerometro disposto su un piatto vibrante, azionato elettromagneticamente, di ampiezza e frequenza note e costanti;
3. *preamplificatore di carica*: amplifica il segnale fornito dall'accelerometro in modo da pilotare le apparecchiature successive;
4. *registratore a nastro magnetico*: viene impiegato per registrare il segnale proveniente dall'accelerometro, debitamente trattato dal preamplificatore. Poiché le vibrazioni possono avere componenti di frequenza inferiore anche a 20 Hz, è necessario utilizzare un registratore a modulazione di frequenza;
5. *oscilloscopio*: permette di tenere sotto controllo il regolare funzionamento del complesso, visualizzando il segnale di ingresso e di uscita del registratore. In tal modo, eventuali disturbi o anomalie di funzionamento vengono immediatamente segnalati dallo strumento.

B) Complesso di analisi

Comprende:

1. *registratore a nastro magnetico*: riproduce il segnale registrato in fase di rilievo; talvolta, come già detto, il registratore deve essere a modulazione di frequenza per registrare frequenze molto basse (inferiori a 20 Hz);
2. *analizzatore di frequenza*: è uno strumento elettronico in grado di valutare le componenti del segnale di ingresso contenute in una banda di frequenza $\Delta f/f_o$ centrata sulla frequenza f_o; i valori di f_o sono normalizzati e la serie di questi valori copre tutto il campo di frequenze; gli apparecchi di corrente impiego contengono un'analisi per ottava o per terzi d'ottava;
3. *registratore grafico di livello*: permette di riportare su carta il segnale globale o l'uscita di una componente filtrata;
4. *oscilloscopio*: esplica le stesse funzioni indicate per la fase di registrazione.

52.5. NORMATIVA

La conoscenza sinora maturata circa gli effetti nel tempo delle vibrazioni meccaniche sugli individui ha consentito la definizione di alcune norme nazionali ed europee, alcune delle quali ancora a carattere sperimentale. Si citano, in particolare, le seguenti:

- UNI 9614 "Misura delle vibrazioni negli edifici e criteri di valutazione del disturbo";
- ISO 2631 "Valutazione dell'esposizione degli individui alle vibrazioni globali del corpo".

La prima definisce le modalità di misura delle vibrazioni di livello costante (2) immesse negli edifici ad opera di sorgenti esterne o interne agli edifici stessi (ad esempio, per il funzionamento di magli, presse od altri macchinari).

La ISO 2631 indica le tre seguenti situazioni fondamentali di esposizione del corpo alle vibrazioni:

a) vibrazioni trasmesse simultaneamente a tutto il corpo o a una gran parte di esso (corpo immerso in un mezzo vibrante);
b) vibrazioni trasmesse al corpo da una superficie di appoggio (pedana, sedile);
c) vibrazioni trasmesse a parti localizzate del corpo (testa, arti).

Di tali situazioni la norma prende in considerazione solo quelle di cui al punto b), con l'ulteriore limitazione di vibrazioni trasmesse da superfici di appoggio all'individuo in posizione eretta o seduta. Per a) e c) non esistono ancora dati sufficienti per stabilire valori massimi.

Con riferimento alla fig. 52.9, i valori limite dell'accelerazione per vibrazioni longitudinali (asse z) e trasversali (assi x, y) sono:

- limitati al campo di frequenza compreso tra 1 e 80 Hz;
- validi per sollecitazioni periodiche (3) e casuali con variazioni istantanee di ampiezza limitata;
- tali da assicurare in ordine di importanza:
  - la sicurezza fisica
  - la capacità lavorativa
  - il comfort.

I limiti sono definiti nella norma suddetta nel seguente ordine:

- *limite a capacità ridotta per fatica*: questo limite è rappresentato graficamente in funzione della frequenza e di tempi di esposizione variabili da 1 min a 24 ore nella fig. 52.10 (per vibrazioni longitudinali a_z) e nella fig. 52.11 (per vibrazioni trasversali a_x e a_y). Si noti che la gamma di fre-

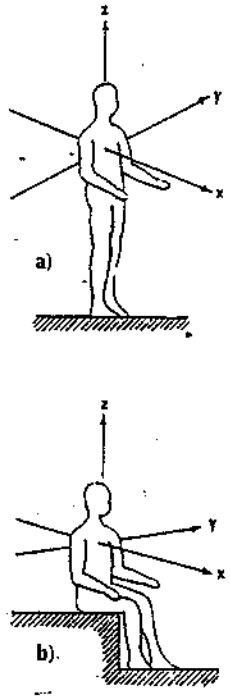


Fig. 52.9 – Orientamento degli assi cartesiani x, y, z per: a) uomo in piedi; b) uomo seduto.

(2) Le vibrazioni immesse in un edificio sono definite di livello costante quando il livello dell'accelerazione complessiva ponderata in frequenza rilevato mediante costante di tempo "slow" (1s) varia nel tempo in un intervallo di ampiezza inferiore a 5 dB.

(3) Sono quindi escluse le sollecitazioni impulsive.

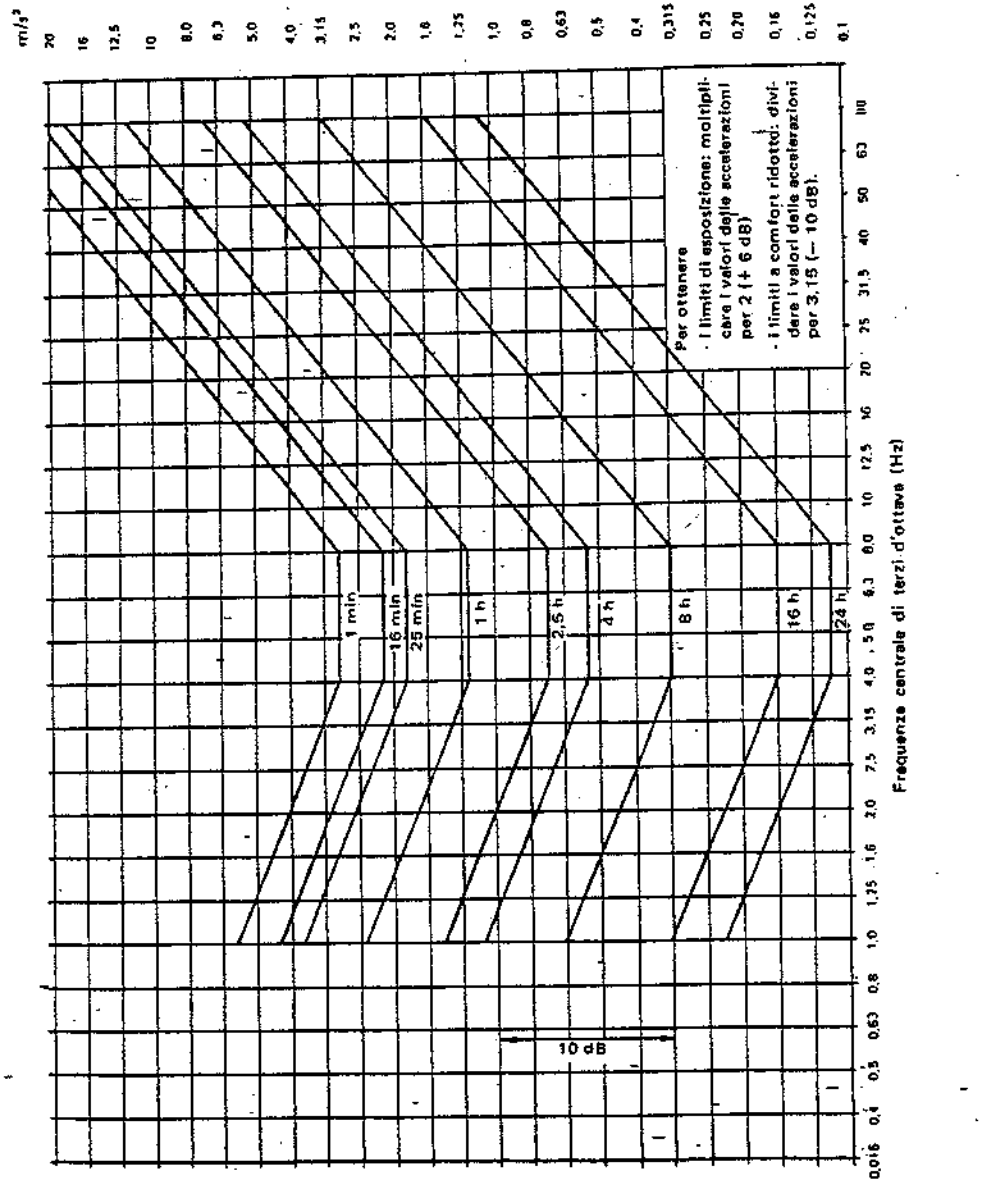


Fig. 52.10 – Limiti di esposizione per vibrazioni longitudinali a_z in funzione della frequenza e dei tempi di esposizione: limite a capacità ridotta per fatica.

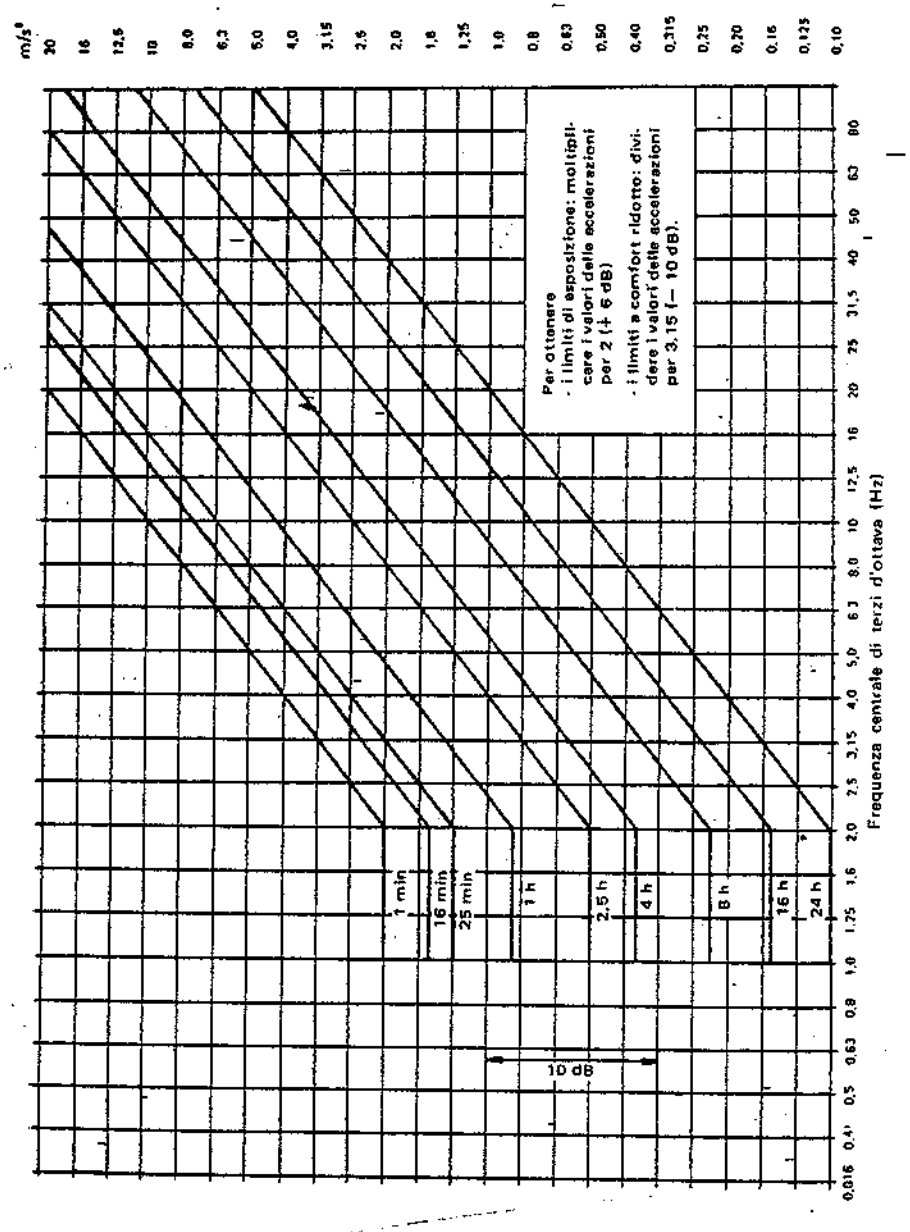


Fig. 52.11 – Limiti di esposizione per vibrazioni trasversali a_x, a_y in funzione della frequenza e dei tempi di esposizione: limite a capacità ridotta per fatica.

quenze di massima sensibilità, per la quale il limite è di conseguenza il più basso, va da 4 a 8 Hz nel caso di vibrazioni longitudinali, mentre sta al di sotto di 2 Hz nel caso di quelle trasversali; inoltre, i valori dell'accelerazione diminuiscono al crescere della durata dell'esposizione;
- *limite di esposizione*: si ottiene dal limite precedente moltiplicando per 2 tutti i livelli ovvero innalzando ciascuna curva di 6 dB;
- *limite a comfort ridotto*: si ottiene dal limite a capacità ridotta per fatica, dividendo per 3,15 tutti i livelli ovvero abbassando ciascuna curva di 10 dB.

Esso risulta quindi il più restrittivo dei tre.

52.6. RIDUZIONE DELLE VIBRAZIONI

In alcuni casi, la riduzione dell'entità dei moti vibratori generati dalle macchine può essere ottenuta mediante una accurata e periodica equilibratura degli organi in movimento; in altri, risulta indispensabile ricorrere alle tecniche di isolamento delle vibrazioni. Il termine isolamento va inteso come disaccoppiamento meccanico alla trasmissione dei moti vibratori da una struttura all'altra mediante interposizione di elementi elastici tra le strutture stesse. Se l'elemento isolante è sufficientemente elastico, esso trasmette solo una piccola forza dalla prima alla seconda struttura, eccetto che alle frequenze prossime alla risonanza.

L'aggiunta di un elemento con caratteristiche viscose serve a dissipare, per effetto d'attrito, l'energia dei moti vibratori anche alle frequenze di risonanza.

Le caratteristiche di elasticità e viscosità sono possedute in misura diversa dai *dispositivi antivibranti* (4), prodotti dalle industrie specializzate nel settore.

Poiché una macchina montata su dispositivi antivibranti presenta più di un grado di libertà nel suo moto, al fine di evitare dannose instabilità laterali i dispositivi stessi hanno caratteristiche tali da consentire il moto solo in un senso (lavorano quindi prevalentemente a compressione).

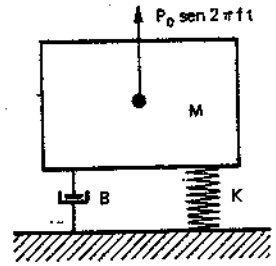


Fig. 52.12 – Isolamento delle vibrazioni.

In fig. 52.12 si riporta schematicamente la soluzione fondamentale dei problemi di isolamento, consistente nel montare la macchina di massa M, sollecitata da una forza periodica $P_0 \text{sen} 2\pi f t$, su una molla di costante elastica K e su uno smorzatore di costante viscosa B.

L'equazione del moto del sistema è:

$$M\ddot{x}+B\dot{x}+Kx = P_0 \text{sen} 2\pi f t \qquad (52.4)$$

ed ha come soluzione a regime:

$$x = \frac{\frac{P_0}{K}}{\sqrt{(1-\frac{f^2}{f_n^2})^2 + (2\frac{B}{B_c}\frac{f}{f_n})^2}} \text{sen}\,(2\pi f t - \varnothing) \qquad (52.5)$$

(4) È questo uno dei tanti termini correntemente impiegati; si parla anche di *supporti antivibranti, isolatori, sospensioni antivibranti*, ecc.

essendo:
P_o = ampiezza o valore massimo della forza impressa;
f = frequenza della forza impressa;
f_n = frequenza propria (o naturale) della macchina a motore fermo e senza smorzatore;
$B_c = 2\sqrt{KM}$ = coefficiente critico di smorzamento;
$\varnothing$ = angolo (compreso fra 0 e π) la cui tangente vale:

$$\operatorname{tg}\varnothing = \frac{2\,\frac{B}{B_c}\cdot\frac{f}{f_n}}{1-\frac{f^2}{f_n^2}}$$

Posto $\eta = f/f_n$, l'ampiezza dell'oscillazione definita dalla (52.5) si scrive:

$$x^* = \frac{\frac{P_o}{K}}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + \frac{\eta^2 B^2}{KM}}} \tag{52.6}$$

Nel caso di macchine montate su dispositivi antivibranti, si considera il parametro *trasmissibilità*, definito come rapporto fra l'ampiezza p_o della forza ($B\dot{x} + Kx$) effettivamente trasmessa dall'antivibrante alla fondazione e l'ampiezza P_o della forza che sarebbe trasmessa alla fondazione se non ci fosse l'antivibrante.

La trasmissibilità T è data da:

$$T = \frac{p_o}{P_o} = \sqrt{\frac{1+\left(\frac{B\eta}{\sqrt{KM}}\right)^2}{(1-\eta^2)^2+\left(\frac{B\eta}{\sqrt{KM}}\right)^2}} \tag{52.7}$$

In fig. 52.13 è rappresentata graficamente la trasmissibilità per diversi valori di B. Come si può rilevare:

– per $\eta < \sqrt{2}$, T è sempre maggiore di 1 e per $B < 1$ si verifica il fenomeno della risonanza, ossia il massimo di trasmissibilità, tanto più accentuato quanto più piccolo è B;

– per $\eta > \sqrt{2}$, T è minore di 1 e le vibrazioni vengono attenuate.

Il principio base dell'isolamento consiste dunque nello scegliere un elemento elastico-viscoso tale che la frequenza propria del sistema macchina-elemento antivibrante risulti inferiore alla più bassa frequenza componente dello spettro presentato dalla macchina (5).

I dispositivi antivibranti più noti sono costituiti da molle di acciaio, gomma, sughero, feltro, materie plastiche, fibre di vetro compatte (fig. 52.14).

Il nomogramma di fig. 52.15 fornisce, in funzione del peso appoggiato su antivibranti di rigidezza nota, il valore della frequenza propria del sistema (6).

Nel case delle molle, risulta $B = 0$ e quindi la formula della trasmissibilità si riduce a:

$$T = \left|\frac{1}{1-\eta^2}\right| = \left|\frac{1}{1-\left(\frac{f}{f_n}\right)^2}\right| \tag{52.8}$$

E poiché l'isolamento delle vibrazioni si ottiene solo quando $f/f_n > \sqrt{2}$, la (52.8) si può scrivere:

(5) Per un valido isolamento antivibrante occorre inoltre che:
– gli isolatori siano installati simmetricamente rispetto al moto del baricentro;
– il centro di gravità risulti il più basso possibile al fine di evitare ogni instabilità.

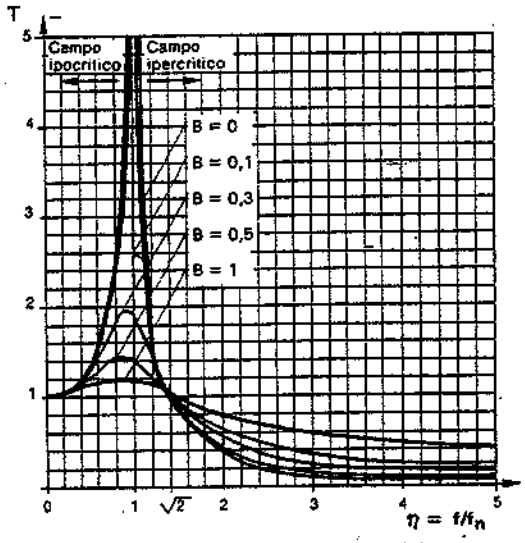


Fig. 52.13 – Trasmissibilità T in funzione del rapporto $\eta = f/f_n$.

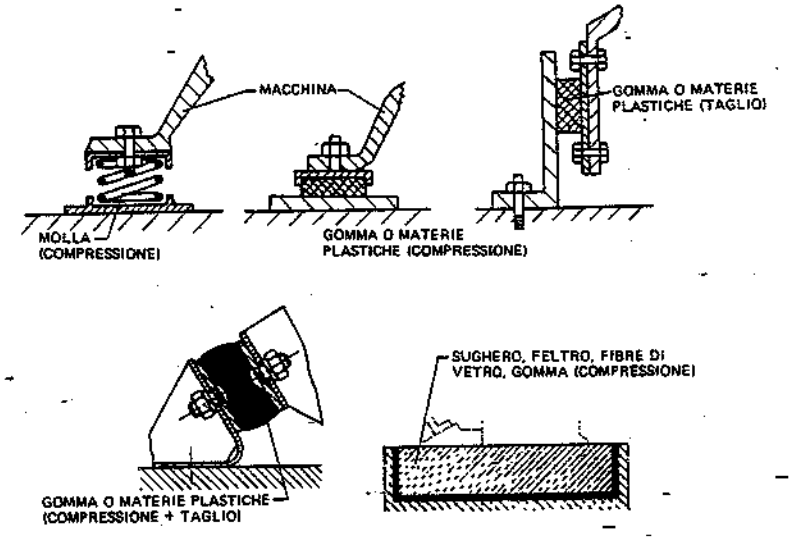


Fig. 52.14 – Dispositivi antivibranti di impiego corrente.

(6) La frequenza propria (o naturale o di risonanza) di un sistema risonante è quella del pendolo matematico avente la lunghezza dell'abbassamento statico (fig. 52.16).

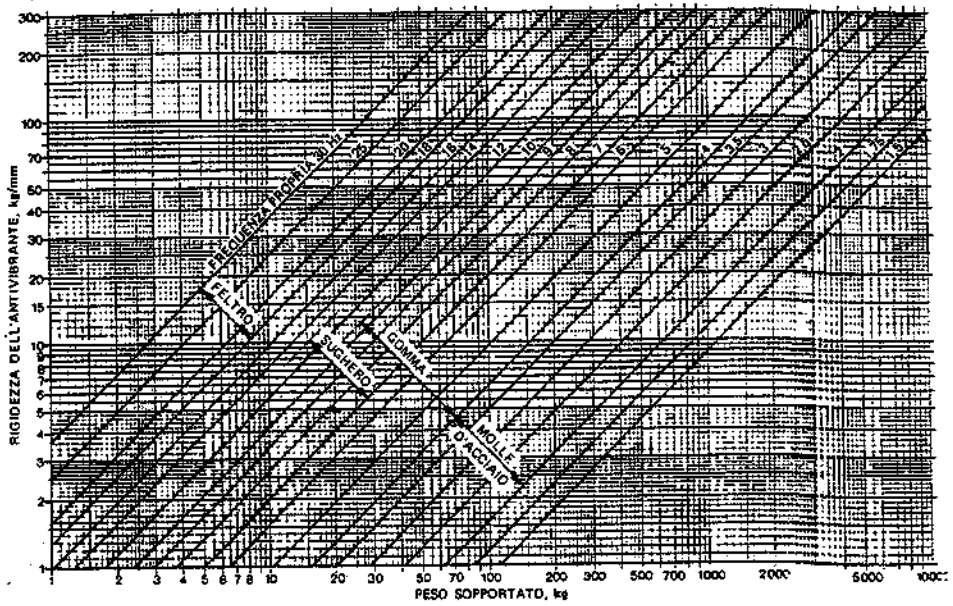


Fig. 52.15 – Frequenza propria di un sistema ad un grado di libertà in funzione della massa sopportata e della rigidezza totale dell'antivibrante.

$$T = \frac{1}{\eta^2 - 1} = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_n}\right)^2 - 1} \qquad (52.9)$$

La freccia statica δs presentata da una molla compressa da una massa è legata alla frequenza propria del sistema dall'equazione:

$$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{\delta s}} = 15{,}8\sqrt{\frac{1}{\delta s}} \qquad (52.10)$$

dove:
$g = 9{,}81\ m/s^2$;
δs = abbassamento del sistema in mm.

Sostituendo il valore di f_n nella (52.9):

$$T = \frac{1}{\frac{f^2 \cdot \delta s}{15{,}8^2} - 1} \qquad (52.11)$$

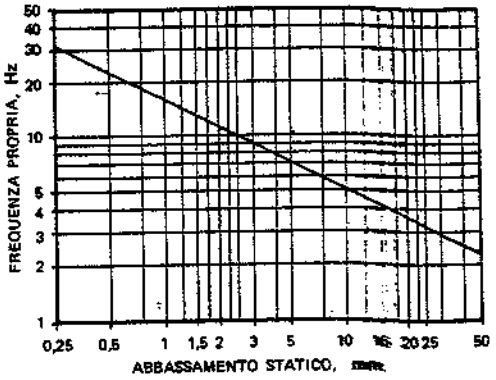


Fig. 52.16 – Relazione tra la frequenza propria e l'abbassamento statico (rispetto alla posizione di riposo) nel caso di un sistema lineare ad un grado di libertà.

e quindi:

$$\delta s = \left(\frac{15{,}8}{f}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{T} + 1\right) \qquad (52.12)$$

La trasmissibilità può dunque essere valutata quando sia nota la freccia della molla conseguente al carico sopportato.

– in pratica, la f_n dovrebbe essere 1/3÷1/10 della f: di conseguenza, la trasmissibilità varia dal 12% al 13%; valori di f_n compresi tra 1/10 e 1/6, cui corrisponde una T = 1÷3%, sono consigliabili per le situazioni più critiche.

Come esempio di applicazione delle formule precedenti, si consideri il seguente caso. Per ridurre i moti vibratori trasmessi a una determinata strumentazione montata su aerei, la stessa viene installata su dei dispositivi antivibranti, aventi bassa costante di viscosità B, i quali presentano una freccia (δs) di 3 mm sotto l'azione di un carico P di 23 kg. Si tratta di determinare la percentuale del moto vibratorio trasmesso alla strumentazione quando l'aereo vibra a 33 Hz.

La trasmissibilità T è data dalla (52.7), che diventa, essendo $B \approx 0$:

$$T = \frac{1}{\eta^2 - 1}$$

dove $\eta = f/f_n$, con f = 33 Hz.

Quindi:

$$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{P}{M\delta s}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{23}{\frac{23}{9{,}8} \cdot 3 \cdot 10^{-3}}} = 9{,}1\ Hz$$

$$\eta = \frac{33}{9{,}1} = 3.6 \qquad T = \frac{1}{(3{,}6)^2 - 1} = 0{,}08$$

Usando dispositivi isolanti, solo l'8% del moto vibratorio viene trasmesso alla strumentazione.

52.7. FONDAZIONI ANTIVIBRANTI

Le macchine caratterizzate da urti e vibrazioni molto intensi (ad esempio, grandi presse) richiedono, oltre all'impiego di sospensioni antivibranti, anche la realizzazione di fondazioni atte a ridurre la trasmissione delle sollecitazioni dalla macchina al terreno e quindi al pavimento, al fabbricato e agli edifici vicini.

A tale fine, si ricorre a soluzioni del tipo di quelle schematizzate in fig. 52.17: dal semplice isolamento mediante supporti antivibranti (fig. 52.17.a) si passa all'ancoraggio della macchina a una massa notevole e si isola il sistema massa + macchina (figg. 52.17.b-c); in alcuni casi, infine, si realizzano sistemi compositi come quello schematizzato in fig. 52.17.d. Le masse aggiuntive devono sempre essere tali da rendere baricentrica la forza che origina le vibrazioni.

Quando si isola una macchina vibrante, occorre anche impedire che le vibrazioni si propaghino attraverso gli altri collegamenti della stessa: in particolare, i condotti elettrici devono essere flessibili e le tubazioni appoggiate su supporti resilienti oppure dotate di giunti flessibili.

52.8. PROTEZIONE INDIVIDUALE

Fra gli interventi volti a proteggere gli operatori dalle vibrazioni, citiamo i seguenti:

a) Sedili: la trasmissione delle vibrazioni a operatori seduti può essere ridotta mediante l'adozione di sedili dimensionati in modo tale da assumere una frequenza di risonanza, in base a quanto detto, inferiore a quella di eccitazione.

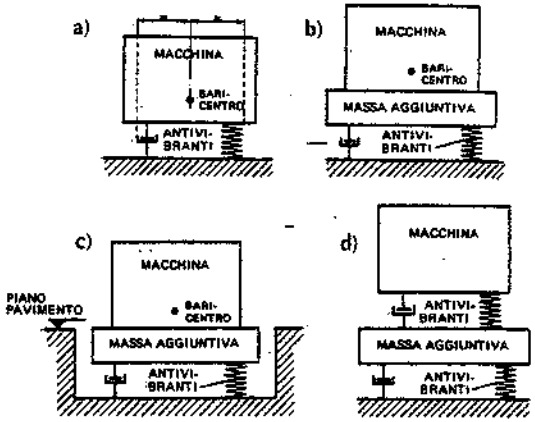


Fig. 52.17 – Schemi tipo di fondazioni antivibranti.

b) Cuscini dei sedili: i tipi in gomma, pur non modificando la frequenza di risonanza del sistema operatore-sedile, assicurano, oltre a un comfort statico, anche un effetto isolante per frequenze superiori a 10 Hz.

c) Guanti isolanti: sono utili soprattutto per lavoratori addetti all'uso di apparecchi portatili vibranti, al fine di ridurne gli effetti. L'attenuazione, prodotta a partire da 40 Hz, dipende dallo spessore della gomma, limitato dalla necessità pratica, per gli operatori, di afferrare gli oggetti.

52.9. BIBLIOGRAFIA

L. Beranek, *Noise and vibration control*, New York, McGraw-Hill Book Company.
J. Trampe Broch, *Mechanical vibration and shock measurements*, Soborg (DN), Brüel & Kjaer.
T. Miwa, *Noise and mechanical vibrations*, Ginevra, International Labour Office.
W. Seto, *Mechanical vibrations*, New York, McGraw-Hill Book Company.
I.S.O. 2631, *Guide pour l'estimation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps*, Ginevra, Organisation internationale de normalisation.
C. Crede, *Vibration and shock isolation*, New York, John Wiley & Sons.
S. Nocilla, *Meccanica razionale*, Torino, Levrotto & Bella.

INDICE

53. Cenni di ergonomia

Negli ultimi decenni si è verificata una maggiore sensibilità sia fra i lavoratori sia fra gli imprenditori verso il problema delle condizioni ambientali e delle modalità di esecuzione del lavoro umano.

Lo studio delle condizioni ottimali per lo svolgimento del lavoro e dei modi migliori per realizzarle, tenendo conto soprattutto della salvaguardia del benessere fisico dei lavoratori, prende il nome di *ergonomia* (1).

Tale termine risale al 1949 quando un gruppo di studiosi inglesi lo coniò per definire i rapporti uomo-macchina-ambiente di lavoro visti su una nuova base interdisciplinare, coinvolgente anatomici, fisiologi, psicologi, igienisti, progettisti, ingegneri, addetti all'organizzazione del lavoro.

L'ergonomia, quindi, vede l'applicazione congiunta di alcune scienze biologiche e tecniche per assicurare fra l'uomo ed il lavoro il massimo adattamento reciproco, salvaguardando il benessere fisico e mentale del lavoratore.

Sottolineiamo il fatto che l'ergonomia va oltre la ricerca della sicurezza e dell'igiene del lavoro, soffermandosi preminentemente sulle condizioni di comfort ambientale che – com'è noto – dipendono da fattori quali la temperatura, l'umidità, la ventilazione, i rumori e le vibrazioni, l'illuminazione, il colore, i movimenti e la postura sul posto di lavoro: condizioni che devono costituire la premessa delle soluzioni impiantistiche ed edilizie elaborate dai tecnici responsabili.

Lo studio dell'adattamento del lavoro umano è stato oggetto in passato di esame da parte di diversi autori.

Taylor aveva studiato il problema del miglior utilizzo dell'uomo nel ciclo produttivo razionalizzando il lavoro al fine di ottenere un aumento di produzione, talvolta con un impegno a carico dell'organismo del lavoratore oggi non più tollerabile.

L'ergonomia invece pone in primo piano il concetto di "fattore umano del lavoro" ossia la necessità di regolare la durata, l'intensità e le modalità di effettuazione delle prestazioni lavorative sia fisiche sia mentali sulla scorta delle leggi biologiche.

L'uomo non può essere considerato nel processo produttivo solo dal punto di vista economico; si devono considerare anche la sua persona e la sua personalità,

(1) Dal greco *ἔργον* (lavoro) e *νόμος* (regole), vale a dire *regole di lavoro*, ovverosia criteri per effettuare il lavoro in modo razionale e sicuro.

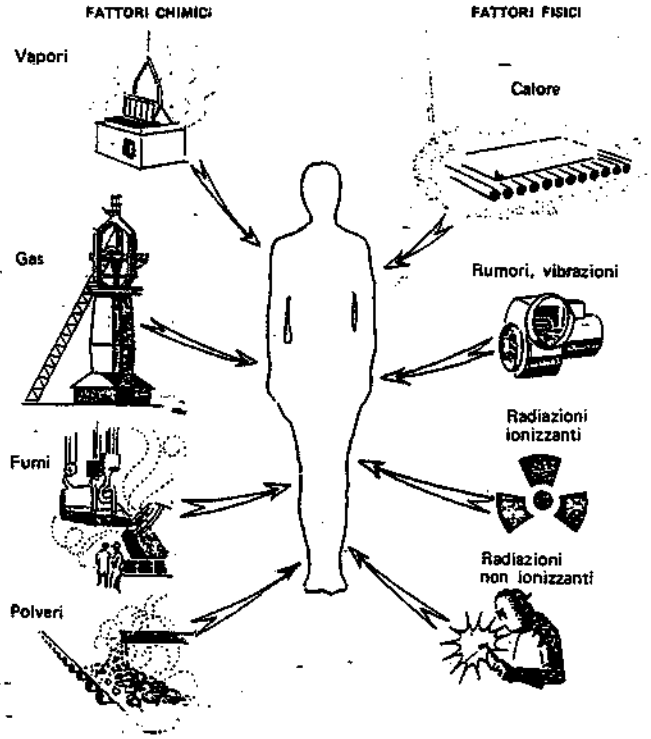


Fig. 53.1 – Visualizzazione dei fenomeni chimico-fisici che influenzano l'ambiente di lavoro.

con tutte le qualità fisiche, psichiche, intellettive, affettive e con tutti i bisogni connessi ai problemi sociali, igienici, demografici e politici della comunità.

L'ergonomia pertanto riassume in sé le discipline, le idee, le nozioni che riguardano lo studio del comportamento umano nel mondo del lavoro e dei fattori in grado di influenzarlo: ciò al fine di risolvere i problemi connessi al sistema uomo-macchina-ambiente adattando il lavoro ed il posto di lavoro all'uomo. I vari fattori presenti in tale sistema sono schematizzati nella fig. 53.1.

In proposito, il decreto legislativo 19 settembre 1994, n. 626 (2) impone l'obbligo del rispetto dei principi ergonomici nella definizione delle posizioni di lavoro, indicando le misure da adottare per alcuni casi specifici, quali le movimentazioni manuali dei carichi e l'uso di videoterminali.

Di seguito si considerano separatamente i termini del sistema uomo-macchina-ambiente: sistema riguardante la maggior parte delle postazioni di lavoro industriali.

(2) "Attuazione delle direttive CE 89/391, 89/654, 89/655, 89/656, 90/269, 90/270, 90/394 e 90/679 riguardanti il miglioramento della sicurezza e della salute dei lavoratori sul luogo di lavoro".

1. UOMO

Tra i fattori umani da considerare per una corretta gestione e soluzione dei problemi ergonomici, ricordiamo in particolare:

1.1. *Antropometria*: lo spazio riservato all'uomo deve essere misurato in modo da tenere in debito conto le dimensioni antropometriche medie della popolazione lavorativa, relativamente a sesso, età e caratteristiche individuali: il posto di lavoro deve essere dimensionato sull'uomo e non viceversa. Occorre cioè garantire la possibilità che positura ed atteggiamenti assunti nel corso della prestazione lavorativa siano sempre confortevoli e non arrechino disagio anche se mantenuti per diverse ore consecutive.

Nella tab. 53.I. sono riportate alcune indicazioni utilizzabili per una progettazione ergonomica dei posti di lavoro. In merito, si consiglia di consultare le norme UNI specifiche ed in particolare le seguenti:
- UNI 7368-87 che stabilisce le dimensioni di tavoli e scrivanie;
- UNI 7498-87 che definisce le dimensioni e le caratteristiche delle sedie regolabili in altezza e degli appoggiapiedi.

Tabella 53.I – Misure (in mm) consigliate per i posti di lavoro nelle officine e negli uffici.

Altezze rispetto al suolo di:	officina	ufficio
piano di appoggio dei piedi (1)	255-330	75-150
sedile	735-940 (2)	420-550
piano di lavoro	850-1150	720-960 (3)
gomito	990-1170	–
spalla	1320-1570	–

(1) Da prevedere inclinato di circa 30°.

(2) Tale altezza corrisponde alla lunghezza della gamba, in modo che l'operato, in piedi o seduto, è sempre allo stesso livello rispetto al piano di lavoro.

(3) Nel caso di lavori visivi di precisione tale altezza varia da 980 a 1060 mm.

Sono inoltre disponibili dei programmi informatici di simulazione tridimensionale che consentono di visualizzare le sagome umane all'interno di postazioni di lavoro, modificando rapidamente la geometria di queste ultime.

1.2. *Lavoro e fatica*: carichi di lavoro eccessivi o ripetitivi comportano dispendi energetici tali da provocare l'insorgenza della fatica (3). Inoltre, se è possibile lavorare da seduti (anche solo in alternativa *part-time* alla posizione eretta) il dispendio energetico risulta minore, purché dimensioni, angolazioni e piani di appoggio (compreso quello del sedile) assicurino una posizione confortevole (fig. 53.2). In proposito, l'UNI ha pubblicato la norma europea sperimentale ENV 26385 che precisa i principi ergonomici da applicare nella progettazione dei sistemi di lavoro.

1.3. *Alimentazione*: è evidente il rapporto con i due fattori sopra menzionati (in particolare con il secondo). Il tipo di alimentazione (su cui l'ergonomia ha scarsa possibilità di incidenza) e gli orari dei pasti sono parametri da non trascurare. Inoltre, il plant layout dello stabilimento deve prevedere un facile e comodo accesso ai locali destinati a mensa, bar, relax.

(3) Con il termine "fatica" si intende una riduzione reversibile delle prestazioni fisiche degli operatori, accompagnata da un aumento della sensazione di sforzo e da una diminuzione del senso di soddisfazione del lavoro.

1.4. *Componente psico-sensoriale*: la componente psico-sensoriale ha un'importanza determinante sul rendimento dell'uomo, anche in rapporto alla qualità del prodotto finito: tutto ciò che incide su tale fattore (monotonia, ripetitività, pause, ritmi, stress) deve essere attentamente valutato in sede di progettazione e di interventi tecnici.

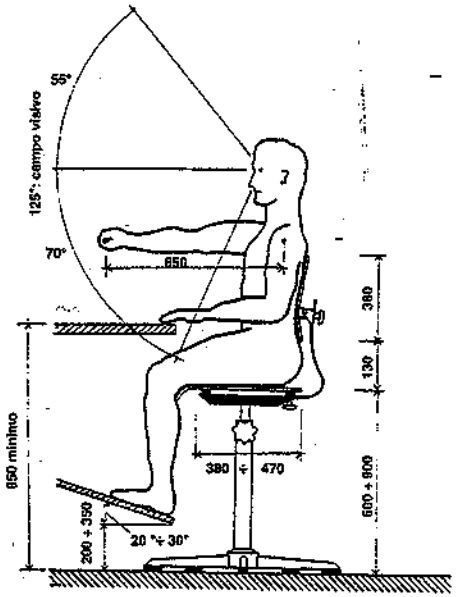


Fig. 53.2 – Dimensionamento ottimale di un posto di lavoro con sedia regolabile in altezza (quote in mm).

2. MACCHINA

Mentre il fattore "uomo" va considerato praticamente come una costante, fulcro dell'intero sistema, il fattore "macchina" è suscettibile di rilevanti interventi di adattamento alle esigenze ergonomiche. In particolare, ricordiamo le seguenti possibilità:

2.1. *Automazione*: consente di ridurre l'intervento dell'uomo sul lavoro e conseguentemente la sua fatica fisica e psico-sensoriale. Nel caso di posti di lavoro inseriti nell'ambito di stazioni automatiche, i cicli di lavoro degli addetti devono essere svincolati il più possibile dalle operazioni automatizzate; ad esempio, la configurazione di fig. 53.3 consente l'accumulo di pezzi a monte ed a valle delle operazioni manuali: in tale modo, gli addetti possono eseguire cicli flessibili rispetto alle operazioni automatiche.

2.2. *Comandi e attrezzi*: la dislocazione, la forma e le dimensioni dei comandi e degli attrezzi di lavoro devono richiedere il minor sforzo possibile per il loro impiego e corrispondere alle esigenze logiche della funzione per cui sono previsti (4). Analoga cura va posta relativamente ai segnali, alcuni dei quali sono riportati al termine di questo capitolo.

(4) Per una corretta applicazione di tali concetti ai posti di lavoro, occorre tenere conto di alcune indicazioni progettuali, quali:
- prevedere movimenti che interessino il minimo numero di segmenti corporei – quindi di gruppi muscolari – onde ridurre il consumo energetico;
- sfruttare la gravità per il carico e lo scarico dei pezzi, dotando i posti di lavoro di scivoli o di trasportatori a piano inclinato; ove possibile, prevedere l'espulsione del pezzo in automatico, con dispositivi meccanici o pneumatici;
- disporre i materiali e gli utensili in posizioni fisse, tali da consentire la migliore sequenza dei movimenti;
- evitare le positure statiche con segmenti corporei in posizione estesa, ricorrendo ad elementi ausiliari quali cilindri pneumatici o supporti meccanici;
- prevedere elementi di appoggio per gli arti inferiori (sedili, pedane, ecc.) e per le braccia (quando queste debbano essere mantenute fisse con continuità); tali appoggi devono essere adattabili alla struttura fisica dell'utilizzatore e, pertanto, registrabili;
- le impugnature degli utensili devono permettere la maggiore superficie di contatto possibile.

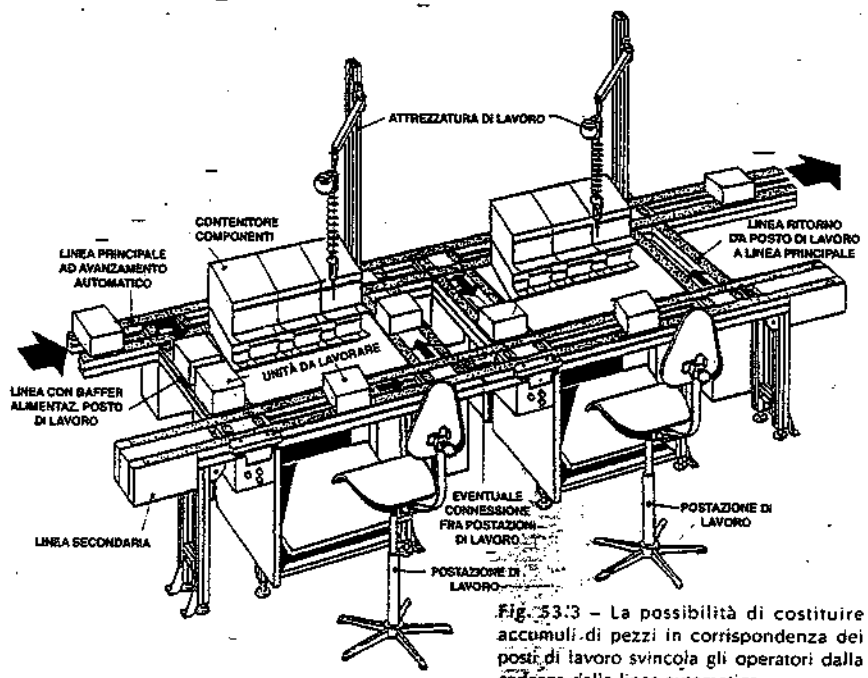


Fig. 53.3 – La possibilità di costituire accumuli di pezzi in corrispondenza dei posti di lavoro svincola gli operatori dalla cadenza della linea automatica.

3.2. *Layout*: è evidente che la sistemazione degli impianti ha un'importanza fondamentale per l'adeguamento alle regole ergonomiche: in sede di progettazione del layout per un determinato ciclo di lavorazione, si devono tenere presenti i problemi di adattamento della macchina all'uomo.

3.3. *Dispositivi di sicurezza*: oltre agli accorgimenti ed alle disposizioni previsti nelle vigenti norme antinfortunistiche, ci si deve preoccupare di disporre i comandi ed i relativi quadri o pannelli di controllo in modo che risultino facilmente accessibili e manovrabili.

La fig. 53.4 si riferisce ad un posto di lavoro organizzato con componenti che rispecchiano i concetti dell'ergonomia.

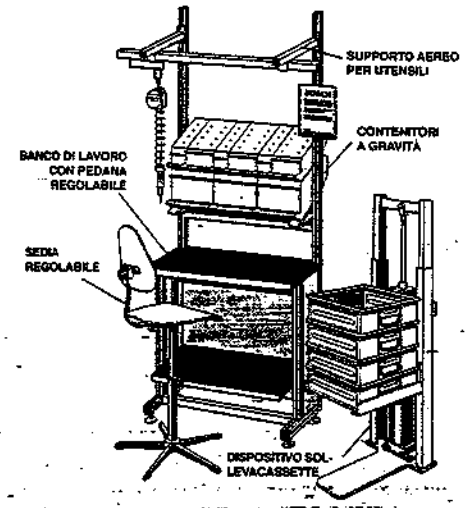


Fig. 53.4 – Componenti atti a realizzare un posto di lavoro ergonomico.

3. AMBIENTE

È evidente l'importanza che l'ambiente riveste sulla salute dei lavoratori.

Il mantenimento e/o il conseguimento del benessere fisico o quanto meno della salute fisica dell'uomo sono legati a molteplici fattori ambientali quali:

3.1. *Inquinamento atmosferico da agenti chimici e da radiazioni:* si intende l'inquinamento da agenti chimici, raggi ultravioletti e infrarossi, radiazioni ionizzanti: in proposito, sono stati proposti limiti di soglia, contro il rischio di malattie professionali e per il conseguimento del benessere fisico dei lavoratori (tab. 45.IX).

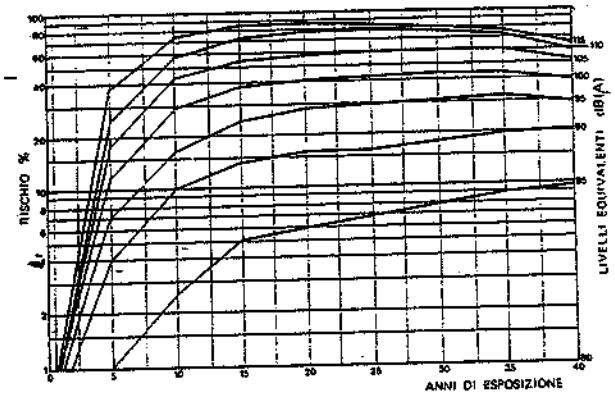


Fig. 53.5 – Calcolo dell'indice di pericolosità del rumore (ISO TC 43/SC1).

3.2. *Inquinamento da rumore:* tre sono i fattori fisici fondamentali responsabili dell'azione del rumore sull'apparato uditivo:

- la composizione dello spettro;
- il livello sonoro;
- la durata dell'esposizione.

Il diagramma riportato in fig. 53.5 esprime la percentuale di rischio di danni permanenti in funzione del livello di rumorosità e degli anni di esposizione.

3.3. *Inquinamento da vibrazioni:* le vibrazioni sono trasmesse all'uomo o dall'oggetto in lavorazione o dall'attrezzo utilizzato o tramite il pavimento. Elementi caratteristici delle vibrazioni sono l'ampiezza e la frequenza, le cui correlazioni con la sensibilità dell'organismo umano sono illustrate dalla fig. 53.6.

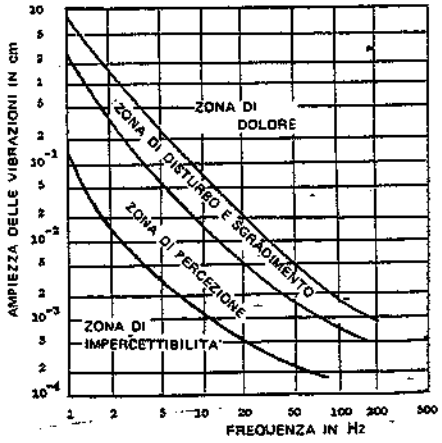
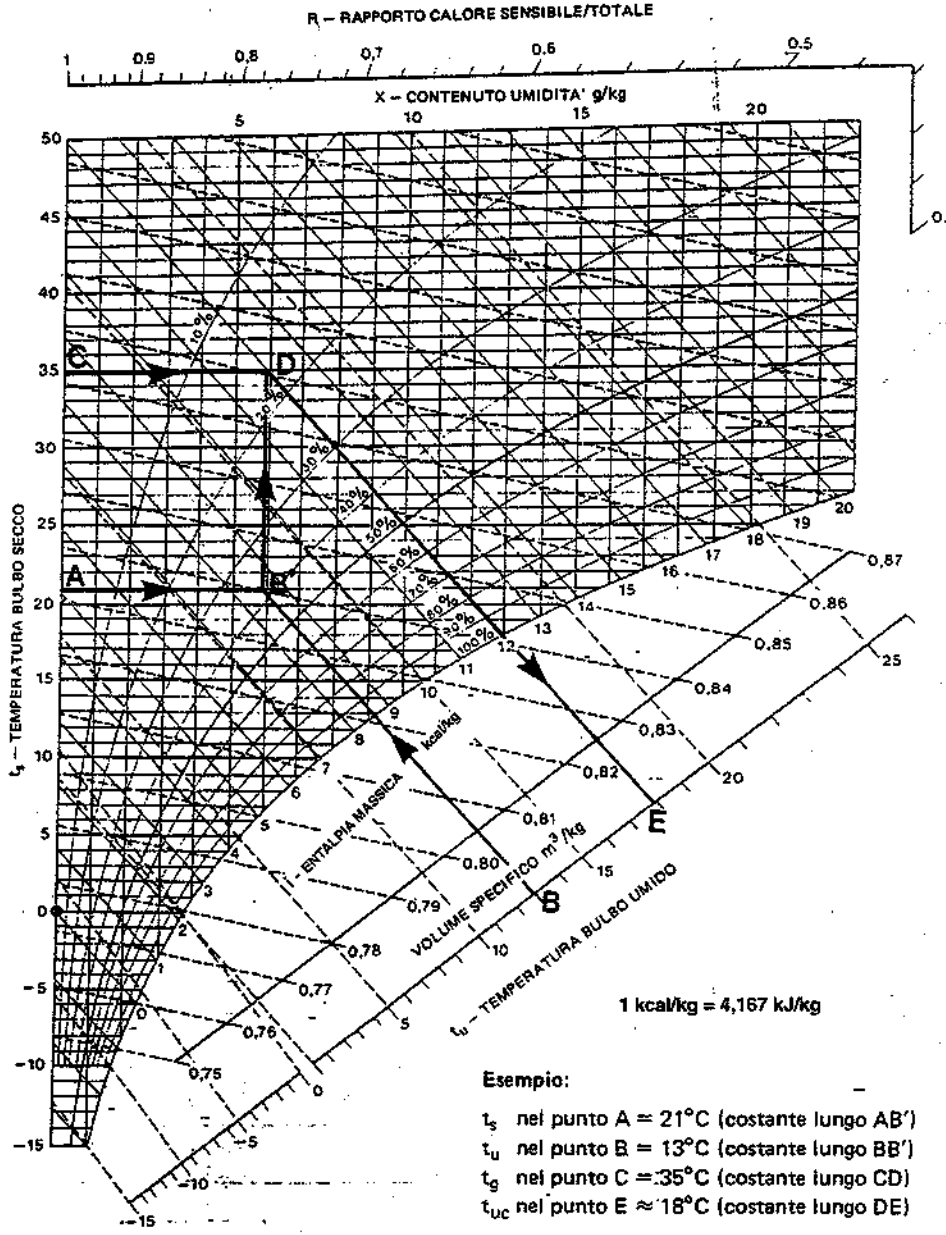


Fig. 53.6 – Sensibilità dell'organismo umano alle vibrazioni.

3.4. *Condizioni microclimatiche:* il microclima di un ambiente è la risultante di quattro fattori fisici: temperatura al bulbo secco, velocità e umidità relativa dell'aria, calore radiante.



Esempio:

t_s nel punto A = 21°C (costante lungo AB')
t_u nel punto B = 13°C (costante lungo BB')
t_g nel punto C = 35°C (costante lungo CD)
t_{UC} nel punto E ≈ 18°C (costante lungo DE)

Fig. 53.7 – Diagramma dell'aria umida alla pressione di 1 bar.

Come già accennato nel capitolo 44 § 1, i primi tre di questi fattori determinano la sensazione di benessere (*temperatura effettiva*) in assenza di superfici radianti. In presenza di calore radiante la sensazione di benessere (*temperatura effettiva corretta*) si determina introducendo una correzione sia alla temperatura del bulbo secco (t_s), sia alla temperatura del bulbo umido (t_u) nel seguente modo:

- temperatura del bulbo secco: si sostituisce alla t_s il valore di temperatura ricavata con il globotermometro (t_g);

Tabella 53.II – Condizioni microclimatiche negli ambienti di lavoro.

DESTINAZIONI D'USO		CIVILI (1)		OFFICINE	
Stagione	Parametro	Valori ottimali	Valori accettabili	Valori ottimali	Valori accettabili
INVERNO	Temperatura bulbo secco °C	20 (2)	18÷22 (2)	18 (2)	12÷18 (4)
	Umidità relativa %	60÷40	60÷30	60÷40	70÷30 (4)
	Velocità dell'aria all'interno m/s	0,05÷0,15 (3)	≤ 0,25	0,10÷0,20	≤ 0,30
	Temperatura effettiva °C	18÷19	17÷19	16÷17	15÷18
	Temperatura effettiva corretta °C	–	–	22÷23	secondo attività
ESTATE	Temperatura bulbo secco °C	23÷26	23÷28	24÷28	$\frac{t_e+24}{2}$ (5)
	Umidità relativa %	60÷40	60÷30	60÷40	60÷30 (4)
	Velocità dell'aria all'interno m/s	0,05÷0,20 (3)	≤ 0,25	0,10÷0,25	≤ 0,40
	Temperatura effettiva °C	20÷23	19÷25	20÷25	–
	Temperatura effettiva corretta °C	–	–	22÷23	secondo attività

(1) Residenze, uffici, scuole, ospedali, teatri, musei, ecc.

(2) Valori massimi prescritti dal D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, con tolleranze di +2 °C. Nel caso degli edifici industriali sono ammesse deroghe per esigenze tecnologiche.

(3) Vd. norma UNI 10339-95.

(4) In relazione all'attività delle persone (vd. UNI 8852-87).

(5) t_e = temperatura dell'aria esterna.

- temperatura del bulbo umido: si corregge il valore di t_u, rilevato in loco, utilizzando il diagramma dell'aria umida di fig. 53.7. Su tale grafico si ricercano i valori t_s e t_u forniti dallo psicrometro; dall'intersezione delle due ordinate si traccia la parallela all'asse delle t_s sino ad intersecare l'ordinata della t_s corrispondente ad un valore uguale a quello della t_g. Da questo punto si traccia la parallela alla direzione delle t_u e si legge sulla scala delle stesse t_u il valore della temperatura umida corretta (t_{uc}).

Per il calcolo della temperatura effettiva corretta si procede come per il calcolo della temperatura effettiva (v. fig. 44.1) sostituendo ai valori delle t_s e t_u rispettivamente i valori di t_g e t_{uc}.

La norma UNI 9505-89 indica un metodo per valutare lo stress termico cui sono soggette le persone in ambienti caldi (indice WBGT), mentre la tab. 53.II fornisce i valori consigliati per i fattori microclimatici dentro uffici ed officine.

3.5. *Illuminamento:* per una buona visione è anzitutto indispensabile una illuminazione adeguata (tab. 53.III), anche in relazione al tipo di lavoro svolto (fig. 53.8). Inoltre, per evitare affaticamenti visivi, è necessario:

- limitare i fenomeni di abbagliamento;
- abolire le superfici brillanti e/o riflettenti;
- evitare l'installazione nel campo visivo di sorgenti luminose prive di schermature.

Tabella 53.III – Valori (medi) consigliati per l'illuminamento dei luoghi di lavoro.

Grado di visibilità	Illuminamento generale lux	Illuminamento generale + specifico lux
buono	100÷150	500÷1000
ottimo	150÷200	1000÷10.000

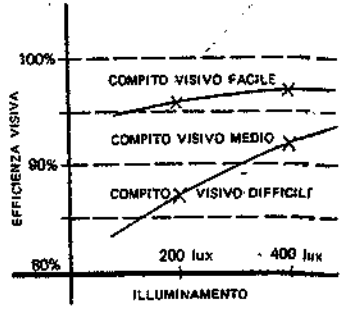


Fig. 53.8 – Correlazione fra efficienza visiva, illuminamento e tipo di lavoro.

Infine, la fig. 53.9 evidenzia l'importanza dello sfondo al fine della percezione degli oggetti (gli stessi pezzi sono disposti sul triangolo bianco e su quello nero-grigio).

Le misure sopra elencate dimostrano quanto siano complessi i compiti che l'ergonomia è chiamata a svolgere al fine di rendere il lavoro armonico e mantenere il benessere fisico del lavoratore-uomo secondo il principio del "lavoratore adatto al posto adattato".

La più recente evoluzione dell'ergonomia riguarda la creazione di posti di lavoro adatti a individui con problemi motori quali handicappati, invalidi e persone anziane.

Con riferimento agli argomenti sviluppati nei capitoli precedenti e dal punto di vista del tecnico impiantista, l'ergonomia coinvolge i seguenti campi di intervento:

- progettazione dei posti di lavoro (layout, posizione degli operatori, sequenze operative, meccanizzazione del lavoro, piani e sedili di lavoro, disposizione, peso, posizione e forma degli utensili, attrezzature protettive);

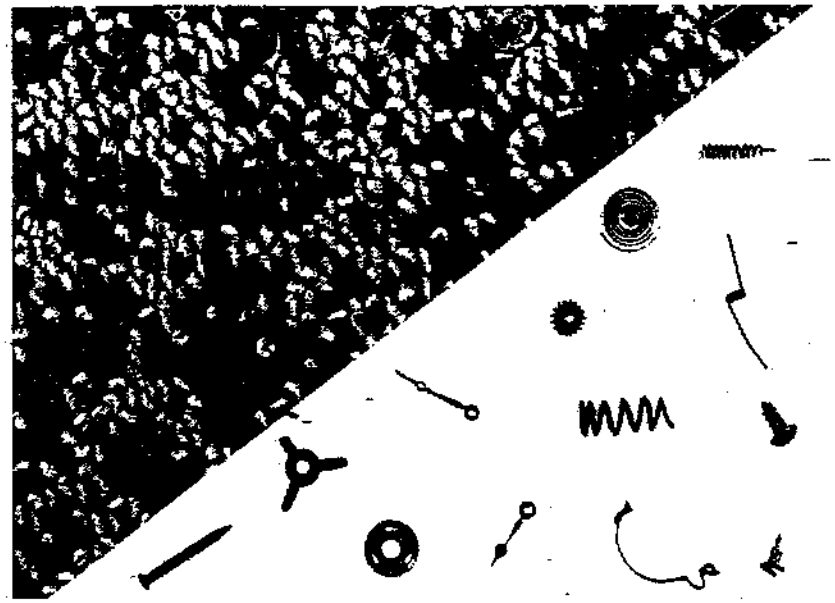


Fig. 53.9 – Confronto della percezione degli stessi oggetti in diverse condizioni di sfondo.

- scelta dei livelli e dei sistemi ottimali di illuminazione artificiale degli ambienti e dei posti di lavoro;
- ottenimento di condizioni microclimatiche ambientali tali da assicurare il benessere fisico degli operatori;
- realizzazione di misure contro i gas, i vapori, i fumi e le polveri;
- adozione di accorgimenti tecnici atti ad evitare o a limitare, entro valori accettabili, la produzione e la diffusione dei rumori e delle vibrazioni;
- provvedimenti aventi come fine la sicurezza sul lavoro ed il maggior livello possibile di comfort ambientale, compatibilmente con le esigenze tecniche delle lavorazioni.

BIBLIOGRAFIA

C. Molino, *L'uomo e l'ambiente di lavoro*, Milano, Etas Kompass.
C. Melino, *Lineamenti di Igiene del Lavoro*, Roma, Soc. Ed. Universo.
A. Chabaut, *Lo studio dei sistemi uomo-macchina*, Milano, F. Angeli.
F. Kellermann, P. Van Welly, P. Willems, *Vademecum di ergonomia per l'industria*, Bibl. Tecn. Philips.
F. Edholm, *Biologia del lavoro*, Milano, Il Saggiatore.
C. Odescalchi, *Igiene del lavoro*, Milano, Etas Kompass.
A. Chapanis, *L'ergonomia*, Milano, F. Angeli.
S. Caccuri, *Medicina del Lavoro*, Napoli, V. Idelson.
C. Morgan et alii, *Human Engineering Guide to Equipment Design*, New York, Mc Graw-Hill Book Company Inc.
R. Bosch GmbH, *Cataloghi tecnici*.

Fig. 53.10 – Segnaletica di sicurezza e di salute sui luoghi di lavoro (D. Lgs. 14 agosto 1996, n. 493).

Cartelli di prescrizione

(pittogramma bianco su fondo azzurro)

Segnalazione di ostacoli e di punti di pericolo

1. – Per segnalare i rischi di urto contro ostacoli, di cadute di oggetti e di cadute da parte delle persone entro il perimetro delle aree edificate dell'impresa cui i lavoratori hanno accesso nel corso del lavoro, si usa il giallo alternato al nero ovvero il rosso alternato al bianco.
2. – Le dimensioni della segnalazione andranno commisurate alle dimensioni dell'ostacolo o del punto pericoloso che si intende segnalare.
3. – Le sbarre gialle e nere ovvero rosse e bianche dovranno avere un'inclinazione di circa 45° e dimensioni più o meno uguali fra loro.
4. – Esempio:

Segnalazione delle vie di circolazione

1. – Qualora l'uso e l'attrezzatura dei locali lo rendano necessario per la tutela dei lavoratori, le vie di circolazione dei veicoli devono essere chiaramente segnalate con strisce continue di colore ben visibile, preferibilmente bianco o giallo, in rapporto al colore del pavimento.
2. – L'ubicazione delle strisce dovrà tenere conto delle distanze di sicurezza necessarie tra i veicoli che possono circolare e tutto ciò che può trovarsi nelle loro vicinanze nonché tra i pedoni e i veicoli.

54. Uso razionale dell'energia

54.1. PREMESSA

Com'è noto, il consumo di energia è sostanzialmente dovuto ai seguenti motivi: usi domestici, agricoli ed industriali, trasporti di persone e di merci. Orbene, il consumo pro-capite di energia è un indicatore inequivocabile del grado di sviluppo del paese a cui tale consumo è riferito: quanto più un paese si sviluppa economicamente, tanto più aumenta il consumo di energia.

Però, a causa dei diversi gradi di sviluppo dei vari Paesi, esistono enormi squilibri nei consumi di energia pro-capite (fig. 54.1); ragione per cui, a livello planetario, si registrano due importanti dati di fatto:

a) attualmente, circa 1/4 della popolazione mondiale consuma i 3/4 dell'energia totale consumata, mentre i rimanenti 3/4 della popolazione consumano 1/4 dell'energia totale;

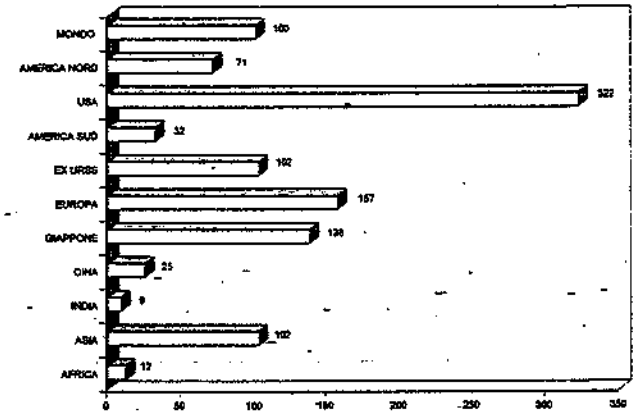


Fig. 54.1 – Consumi di energia pro-capite, posto = 100 il consumo medio mondiale (Fonte Unep 1993).

b) poiché gli squilibri tendono comunque a livellarsi, i consumi globali di energia a livello planetario cresceranno.

Ora, com'è noto, l'energia, allo stato attuale delle conoscenze tecnologiche, è una risorsa limitata.

È pertanto necessario usarla razionalmente rendendone massima la produttività, ossia il rapporto tra quantità di beni o servizi prodotti e quantità di energia consumata.

Nell'industria, in particolare, l'energia deve essere considerata e tenuta sotto controllo come un fattore della produzione, esattamente come il lavoro, il capitale ed i materiali.

Ciò comporta non solo che i consumi di energia degli impianti siano gestiti in modo rigoroso, ma anche che l'ottimizzazione dell'uso dell'energia diventi uno degli obiettivi primari da conseguire nella pianificazione, nello sviluppo e nella progettazione degli impianti stessi.

Va ricordato inoltre che la riduzione dei consumi di energia, a parità di beni e servizi prodotti, rappresenta anche una riduzione delle emissioni con conseguente beneficio ambientale.

54.2. IL RESPONSABILE PER L'USO DELL'ENERGIA

Proprio in base alle considerazioni riportate nella premessa, in Italia, come – del resto – negli altri paesi industrializzati, è stata introdotta una normativa che incoraggia, anche attraverso contributi finanziari e facilitazioni fiscali, l'uso razionale dell'energia: citiamo in particolare la legge 9 gennaio 1991, n. 10, la quale, tra l'altro, impone la nomina di un responsabile per la conservazione e l'uso razionale dell'energia nei settori industriale, civile, terziario e dei trasporti aventi dimensioni significative.

In particolare, per il settore industriale tale responsabile deve essere nominato presso le imprese che consumano più di 10.000 tonnellate equivalenti di petrolio (1) all'anno.

L'equivalenza alle tonnellate equivalenti di petrolio delle varie fonti energetiche utilizzate si può calcolare con riferimento alla tab. 54.I.

I principali compiti del responsabile per la conservazione e l'uso razionale dell'energia si possono così riassumere:

- individuazione delle azioni, degli interventi, delle procedure e di quanto altro necessario per promuovere l'uso razionale dell'energia;
- predisposizione di bilanci energetici in funzione anche dei parametri economici e degli usi energetici finali.

Tabella 54.I – Equivalente energetico di alcune fonti energetiche.

Prodotto	Equivalenza in tep
Gasolio	1 t ≈ 1,08 tep
Olio combustibile	1 t ≈ 0,98 tep
Gas di petrolio liquefatti (GPL)	1 t ≈ 1,10 tep
Benzine	1 t = 1,20 tep
Carbon fossile	1 t = 0,74 tep
Carbone di legna	1 t = 0,75 tep
Antracite e prodotti antracinosi	1 t = 0,70 tep
Lega da ardere	1 t = 0,45 tep
Lignite	1 t = 0,25 tep
Gas naturale	1000 Nm³ = 0,82 tep
Energia elettrica	1000 kWh = 0,25 tep

(1) Tonnellata equivalente di petrolio (*tep*) = quantità di energia ricavabile da una tonnellata di petrolio grezzo, indipendentemente dalla forma sotto la quale tale energia è fornita e dalla fonte da cui è ottenuta.

Di conseguenza, dal punto di vista del profilo culturale, il tecnico responsabile per la conservazione e l'uso razionale dell'energia si configura idealmente come un soggetto con un bagaglio di conoscenze acquisibili mediante studi del tipo ingegneristico, pluriennale attività tecnico-professionale nel settore in cui l'impresa opera, esperienza nel campo degli studi di fattibilità e della progettazione di sistemi per la produzione e l'utilizzo dell'energia, buona conoscenza delle tecnologie più avanzate nel settore di appartenenza.

54.3. INTERVENTI

Nei capitoli precedenti abbiamo più volte evidenziato l'incidenza del costo dell'energia sul costo totale di gestione degli impianti industriali, per cui risulta evidente l'importanza di soluzioni impiantistiche che prevedano ridotti consumi energetici.

La voce "consumo energetico" è andata acquistando negli ultimi anni un peso sempre maggiore sia perché il prezzo dell'energia appare destinato a subire ulteriori aumenti in futuro, sia perché, come detto, la disponibilità energetica negli anni a venire risulterà alquanto problematica, anche per quanto concerne il settore industriale. Il quale assorbe, da solo, circa il 40% del consumo nazionale di energia.

Per tale motivo si impone la necessità di ricercare *risparmi energetici (energy saving)* in campo industriale, sia sul piano progettuale sia su quello gestionale.

La fig. 54.2 fornisce una indicazione dei potenziali risparmi energetici in alcuni tra i più importanti settori produttivi. Essa evidenzia gli ampi margini esistenti per il risparmio energetico. Alcuni interventi in tale direzione posso-

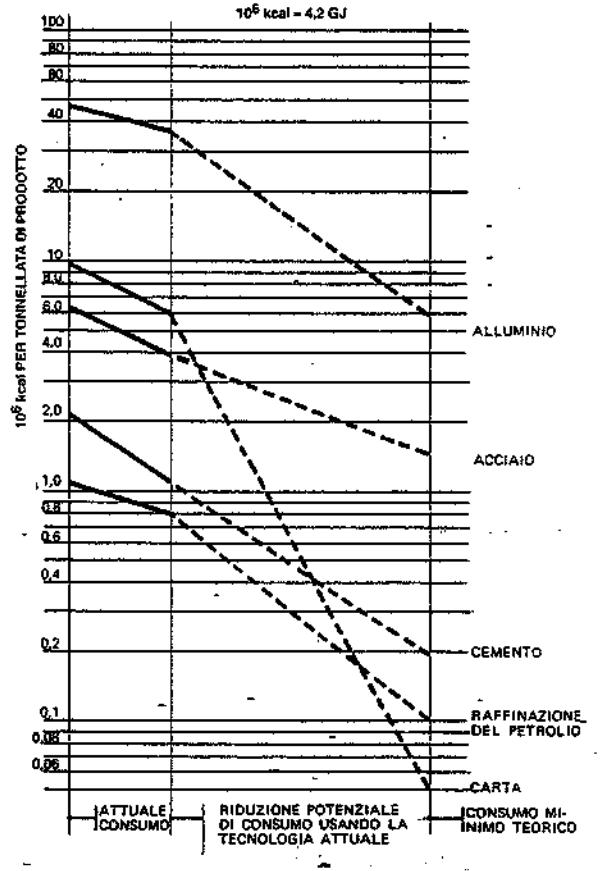


Fig. 54.2 – Risparmio potenziale di combustibile in cinque settori industriali.

no tradursi in realizzazioni immediate, altri richiedono modifiche o ristrutturazioni dei processi produttivi.

La fig. 54.3 riporta un tipico diagramma di utilizzazione di energia elettrica (lo stesso tipo di diagramma è qualitativamente valido per altre forme di energia utilizzate in campo industriale): evidentemente si possono ottenere risparmi energetici sia contraendo i consumi (riduzione dell'area del diagramma), sia razionalizzando l'utilizzazione (riduzione delle punte di carico e quindi minor consumo e minori perdite di trasporto).

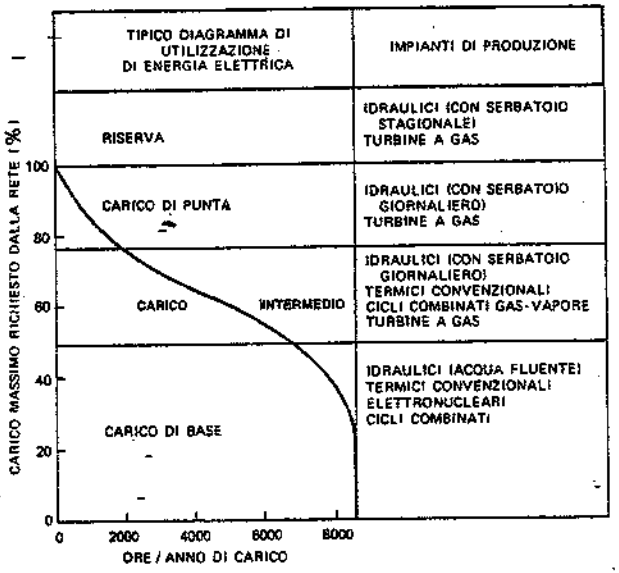


Fig. 54.3 – Ripartizione tipica del carico elettrico e impianti di produzione più adatti per sopperire ai diversi tipi di carico. Questo diagramma è noto come "curva di durata del carico".

Oltre alla carenza di produzione elettrica nazionale (le importazioni superano il 15% dell'energia immessa in rete), si deve rilevare che, in Italia, oltre il 70% del fabbisogno di "materie prime energetiche" è ancora soddisfatto da idrocarburi (≈ 58% da petrolio e ≈ 23% da gas naturale).

Ne consegue la necessità di: ricorrere al contributo di terzi per la produzione elettrica; attivare il recupero dei reflui energetici; incrementare la resa utile energetica; incentivare i risparmi energetici.

Si ritiene opportuno misurare l'energia in unità fisiche piuttosto che in unità monetarie: per esempio, in kWh o in tonnellate equivalenti di petrolio (2). Non

(2) Tonnellata equivalente di petrolio (*tep*) = energia equivalente a quella ottenibile da una tonnellata di petrolio avente un potere calorifico inferiore di circa 42 MJ/kg. In prima approssimazione, 1 tep equivale (tenendo conto dei poteri calorifici inferiori di fianco indicati) a:
5,5 ÷ 3,3 t di legno o di torba (pci = 7,5 ÷ 12,5 MJ/kg);
3,7 ÷ 2,5 t di lignite (pci ≈ 11 ÷ 17 MJ/kg);
1,4 t di antracite (pci = 29 MJ/kg);
1160 Nm^3 di gas naturale (pci = 36 MJ/Nm^3).
Occorrono 11.600 kWh di energia elettrica per sostituire 1 tep, mentre 1 tep consente di produrre circa 4000 kWh.

dimenticando che per trasformare i consumi elettrici in consumi di energia primaria si debbono dividere i primi per un rendimento equivalente di centrale (che tenga conto dell'energia dissipata nella generazione e nel trasporto).

1. Miglioramento o sostituzione dei processi produttivi tradizionali

Citiamo alcuni esempi di interventi, finalizzati al risparmio energetico, basati sul ricorso a nuovi processi tecnologici od a soluzioni tecniche alternative rispetto a quelle già adottate.

a) *Con riferimento a impianti di finitura superficiale delle scocche:*
- adozione di vernici che consentano l'abbassamento della temperatura nei forni di cottura (da 140°C a 70°C);
- automazione della spruzzatura delle vernici, così da ridurre i ricambi d'aria nei tunnel di verniciatura;
- adozione di nuovi cicli di verniciatura, quali la spruzzatura "bagnato su bagnato" che elimina la cottura fra la mano di fondo e quella di finitura.

b) *Con riferimento a impianti di lastroferratura e verniciatura:*
eliminazione dello sgrassaggio a caldo e riduzione delle estrazioni d'aria dagli impianti di lastroferratura (fig. 54.4).

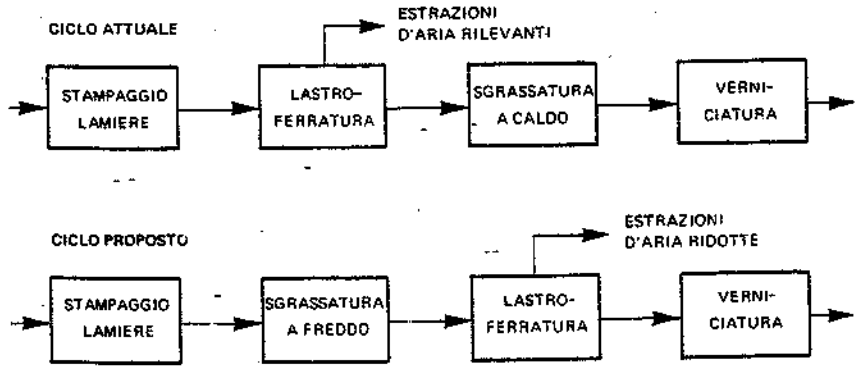


Fig. 54.4 – Esempio di intervento sul ciclo tecnologico ai fini di una riduzione dei consumi energetici.

c) *Con riferimento a trattamenti termici:*
sostituzione dei forni di tempra a combustione con forni ad induzione (per trattamenti localizzati): il più elevato rendimento dei forni ad induzione compensa le perdite per la generazione di energia elettrica.

2. Utilizzo di risorse alternative o sostitutive (3)

Almeno una parte dell'energia termica occorrente in uno stabilimento industriale può essere ottenuta ricorrendo a fonti cosiddette alternative o rinnovabili, in parti-

(3) Tali fonti riguardano le energie nucleare, solare, geotermica, eolica, ecc.

colare al *solare* (fig. 54.5): quanto più aumentano i costi dell'energia prodotta con i sistemi tradizionali, tanto più diventa interessante l'utilizzazione dell'energia solare per riscaldare acqua od aria destinate ad utenze igienico-sanitarie, a processi a bassa temperatura o al riscaldamento di ambienti di lavoro (uffici e servizi).

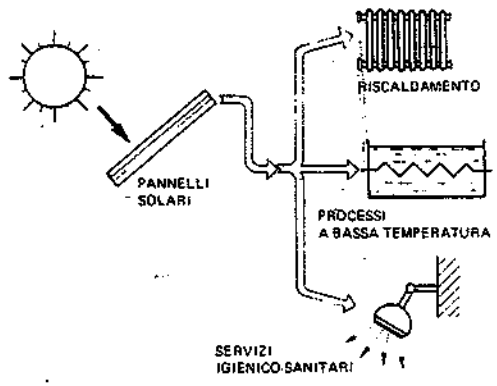


Fig. 54.5 – L'energia solare può essere utilizzata in campo industriale per riscaldare acqua destinata ad usi diversi.

3. Risparmi energetici

I risparmi di energia costituiscono la fonte più immediata di conservazione e di corretto uso dell'energia. Tali risparmi si possono ottenere attraverso:

a) la *riduzione delle perdite*, come nel caso delle dispersioni di calore da corpi caldi (tubazioni convoglianti fluidi in temperatura, serbatoi contenenti liquidi che devono essere mantenuti caldi, ecc.), riducibili mediante rivestimenti coibenti di tipo e spessore ottimali (fig. 33.23);

b) il *miglioramento dei rendimenti*, quale si può ottenere, a titolo di esempio, nella scelta dei motori elettrici. Il grafico di fig. 54.6 mostra come ai bassi carichi il rendimento diminuisca (e così pure il fattore di potenza): donde l'importanza di una attenta definizione, in sede di progetto, delle potenze effettivamente assorbite dagli impianti e della successiva scelta dei motori più adatti.

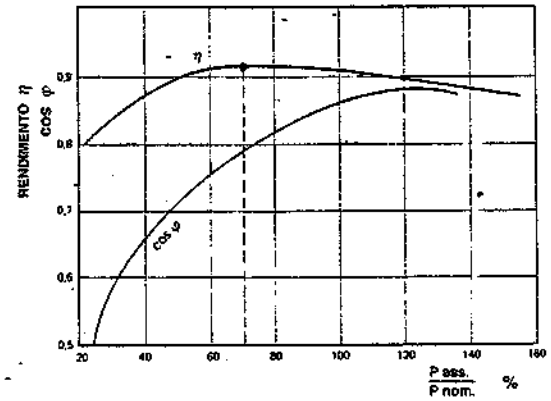


Fig. 54.6 – La scelta del motore elettrico cui corrisponde il massimo rendimento consente un risparmio di energia.

Anche nel campo della illuminazione degli ambienti di lavoro, l'adozione di sorgenti luminose ad elevato rendimento può consentire – a parità di illuminamento – risparmi energetici non trascurabili sul consumo totale di energia elettrica dello stabilimento.

Parimenti, nel caso delle centrali termiche, la scelta di generatori di calore di potenzialità non eccedente rispetto alle esigenze delle utenze, garantisce le minime perdite per irraggiamento ed i minimi assorbimenti di energia per il funzionamento degli ausiliari. Inoltre, l'adozione di opportuni organi di regolazione e controllo assicura, per tutti i regimi, la marcia con il massimo rendimento di combustione;

c) il *dimensionamento ottimale del piping e degli altri impianti generali dello stabilimento*, inteso come scelta progettuale cui corrisponde il minimo costo totale dell'ammortamento e dell'esercizio: caso tipico, la individuazione del "diametro economico" delle tubazioni di distribuzione dei fluidi nell'ambito dello stabilimento (v., ad esempio, capitolo 35 § 5);

d) la *scelta razionale degli impianti di riscaldamento e ventilazione degli ambienti di lavoro*: in proposito, vale quanto esposto nel capitolo 44). In sintesi (fig. 44.17), anziché immettere l'aria calda dall'alto (come si è fatto spesso in passato), si dovrebbero prevedere i diffusori dell'aria calda ad altezze inferiori a 2,50÷3 m dal piano pavimento. Inoltre – ove possibile – converrebbe immettere l'aria preferenzialmente nelle zone occupate con continuità dagli operatori, accettando temperature (o, più in generale, condizioni microclimatiche) meno confortevoli nelle altre zone dello stabilimento.

La distribuzione dell'aria immessa non va disgiunta da una corretta ripresa dell'aria da estrarre dall'ambiente di lavoro: l'estrazione di tale aria si presta a sua volta ad un recupero di energia termica per un preriscaldo dell'aria da immettere nei locali (fig. 54.7).

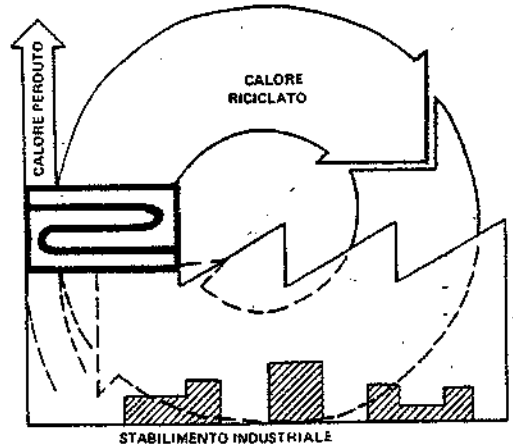


Fig. 54.7 – L'aria (calda) estratta dagli ambienti di lavoro consente un recupero di calore.

4. Ottimizzazione delle gestioni impiantistiche

La disponibilità sul mercato di componenti e di sistemi di telecontrollo a prezzi relativamente bassi ed il progressivo aumento del costo energetico, sono alla base dello sviluppo, registrato negli ultimi anni, di tecniche di ottimizzazione della gestione degli impianti elettrici, termici, idrici, pneumatici, tecnologici. Casi tipici sono il controllo e la gestione automatici del riscaldamento e del microclima negli ambienti di lavoro industriali al fine di ridurre al minimo i relativi costi, regolando opportunamente la temperatura ed i ricambi d'aria in funzione della temperatura esterna e del livello di inquinamento interno: il tutto attraverso un programma di marcia-arresto collegato agli orari ed ai cicli di lavoro e che interviene sui seguenti elementi (fig. 54.8):

– unità di trattamento dell'aria;
– ventilatori, prese d'aria esterna, serrande sul ricircolo di aria ambiente;

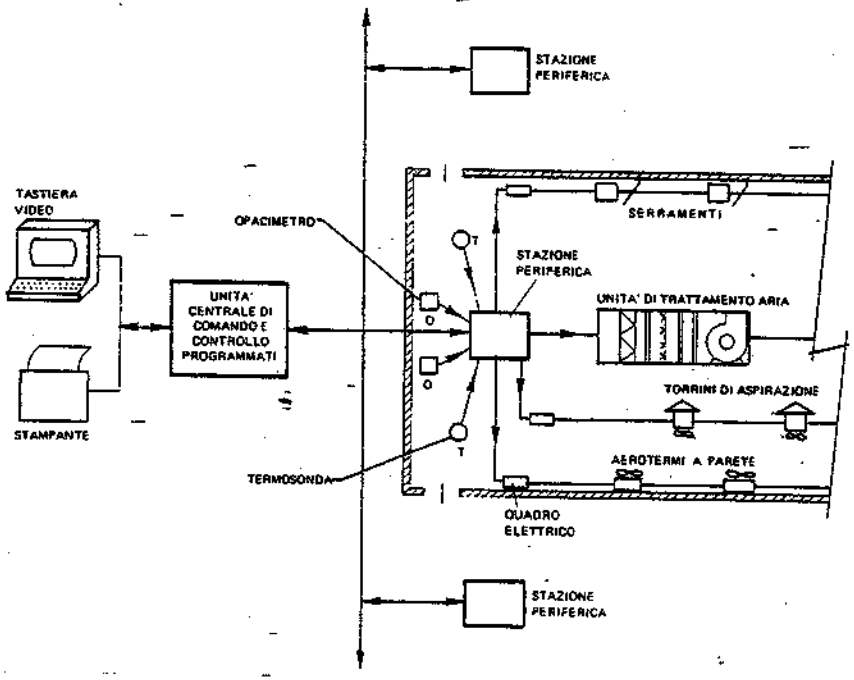


Fig. 54.8 – Schema di un impianto di telegestione del riscaldamento e dei microclima ambientali.

– aerotermi o altri dispositivi di immissione di aria calda dentro l'edificio;
– aspiratori d'aria od estrattori;
– serramenti motorizzati.

Negli stabilimenti in cui sono stati installati tali sistemi di gestione automatica del riscaldamento e del microclima, si sono registrati – prescindendo dalle migliori condizioni ambientali – i seguenti vantaggi:
– riduzione del personale preposto alla conduzione;
– minor quantità di energia termica fornita all'ambiente (pur assicurando un sufficiente ricambio d'aria);
– minori consumi di energia elettrica.

Rispetto ad una gestione normale, dotata soltanto della regolazione di tipo tradizionale, i risparmi conseguibili possono superare anche il 10% del costo di gestione.

Il "pay-back" dell'investimento necessario è risultato variabile – a seconda dei casi – fra i 3 ed i 5 anni, con tendenza a diminuire nel futuro, stante la tendenza ormai consolidata all'aumento dei costi dell'energia (combustibile in particolare) e della manodopera.

5. Recupero di energie degradate

Nella progettazione di uno stabilimento industriale si devono anche esaminare la possibilità e la convenienza di recuperare quote di energia che altrimenti andrebbero perdute. Citiamo, in particolare:
– i fumi o l'aria calda scaricati nell'atmosfera;
– i rifiuti solidi e melmosi caratterizzati da un adeguato potere calorifico;
– le acque tecnologiche in temperatura;
– gli oli esausti.

A titolo di esempio, la fig. 54.9 illustra un impianto di smaltimento di rifiuti solidi e melmosi di origine industriale, il quale recupera buona parte dell'energia termica contenuta in tali materiali, residuati di lavorazioni diverse.

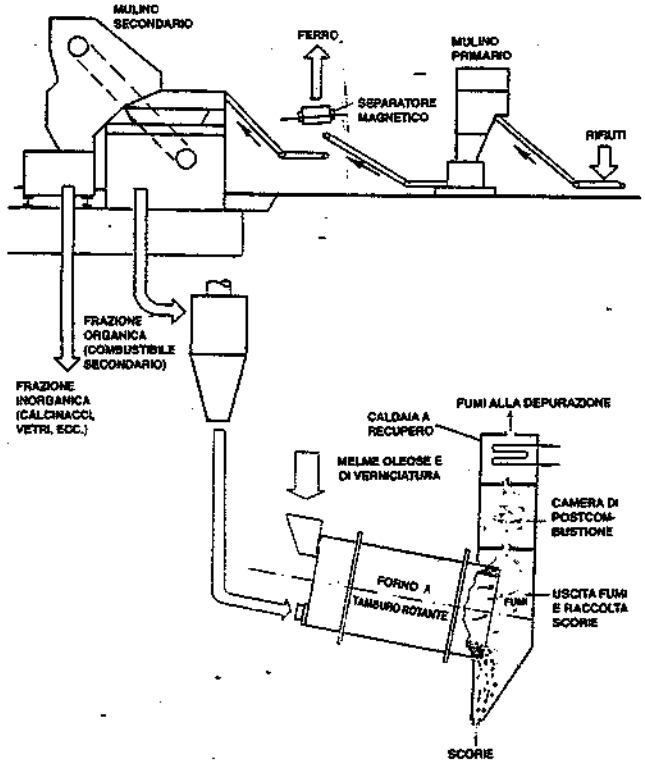


Fig. 54.9 – Schema di impianto per lo smaltimento integrato di rifiuti solidi e melmosi di origine industriale.

6. Riduzione dei disperdimenti del calore ambientale e dimensionamento ottimale delle centrali termiche

Una sensibile riduzione del consumo energetico può ottenersi individuando le caratteristiche ottimali per i tre fattori:
– tipo di superfici perimetrali e di copertura del fabbricato industriale;
– disperdimenti energetici dello stabilimento o, più in generale, andamento ed entità delle potenze termiche assorbite;
– tipo, numero e potenza dei generatori di calore.

Esiste infatti una stretta interdipendenza fra tali elementi, nel senso che ognuno di loro influenza gli altri e ne è a sua volta condizionato.

Da un punto di vista qualitativo e generale, il fabbisogno di calore di uno stabilimento industriale è rappresentato dalla somma di tre componenti (fig. 43.40):
– *utenze tecnologiche costanti*, la cui potenza assorbita è poco o per nulla influenzata dalle condizioni meteorologiche;
– *utenze tecnologiche meteorologiche*, la cui potenza assorbita è direttamente legata alle condizioni meteorologiche;
– *utenze di acclimazione ambientale* (riscaldamento e ventilazione), la cui potenza assorbita è anch'essa funzione delle condizioni meteorologiche, oltre che delle caratteristiche costruttive delle superfici disperdenti del fabbricato.

I fabbisogni suddetti condizionano il dimensionamento della centrale termica.

Per una determinata località (ovverosia a parità di condizioni meteorologiche statistiche) e per prestabilite temperature ambiente, è quindi possibile mettere a punto una metodologia che, definiti i carichi termici di tipo tecnologico, consenta di individuare i materiali costituenti l'involucro esterno dell'edificio cui corrisponde un disperdimento di energia termica ottimale, cioè caratterizzato dal minimo costo totale, somma dell'ammortamento del (maggior) investimento richiesto dal fabbricato e del (minor) fabbisogno di calore per il riscaldamento ambientale (fig. 54.10).

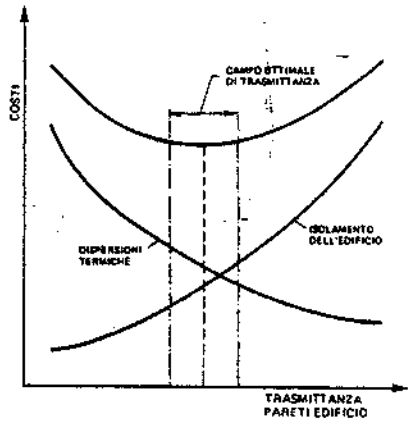


Fig. 54.10 – Individuazione delle caratteristiche di isolamento termico ottimali delle superfici disperdenti di un fabbricato industriale, per una determinata località e per carichi termici tecnologici prestabiliti.

La normativa vigente ed in particolare la legge 9 gennaio 1991, n. 10 ed il D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, forniscono la base di tale metodologia, volta a contenere i consumi di energia negli edifici, prescrivendo regole innovative per la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici.

Definite le caratteristiche del fabbricato ed il fabbisogno globale di calore, è possibile effettuare la scelta ottimale del numero, tipo e potenzialità dei generatori di calore da installare nella centrale termica dello stabilimento.

7. Ricorso alla cogenerazione mediante sistemi "ad energia totale"

Specie nel caso di nuovi stabilimenti, risulta spesso economicamente e tecnicamente opportuno ricorrere alla cogenerazione di parte dell'energia occorrente (fig. 54.11). Lo stesso pericolo di interruzione – sia pure temporanea – nell'alimentazione dell'energia elettrica o di altre energie primarie può consigliare l'installazione di impianti atti a produrre autonomamente almeno una parte dell'energia elettrica occorrente.

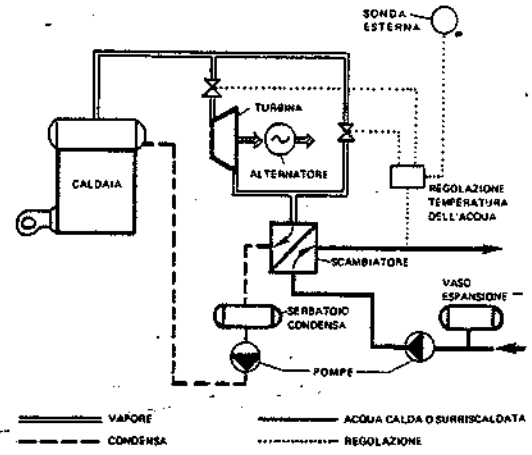


Fig. 54.11 – Schema di un impianto di cogenerazione.

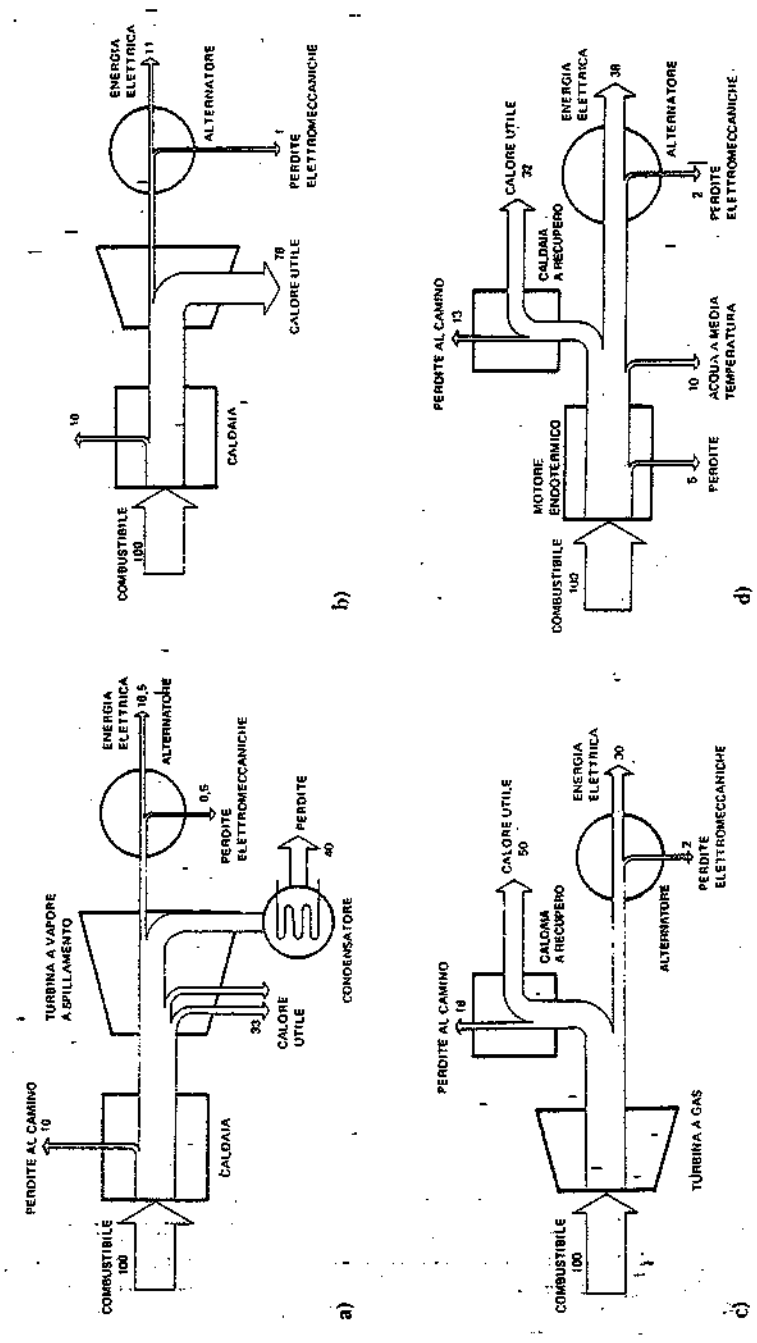


Fig. 54.12 – Impianti di cogenerazione: a) caldaia e turbina a spillamento; b) caldaia e turbina a contropressione; c) turbina a gas con caldaia a recupero; d) motore endotermico e caldaia a recupero.

Tali impianti di cogenerazione prendono anche il nome di sistemi ad energia totale. Essi possono essere costituiti da (fig. 54.12):
- caldaie e turbine a spillamento;
- caldaie e turbine a contropressione;
- gruppi turbogas con caldaia a recupero;
- gruppi a ciclo combinato, con turbina a gas, caldaia a recupero e turbina a vapore (generalmente a spillamento e condensazione);
- sistemi di motori a combustione interna (4) accoppiati a recuperatori di calore;
- impianti ottenuti da combinazioni diverse dei sistemi di cui sopra.

I sistemi a caldaia e turbina a spillamento (fig. 54.12.a) operano in realtà ad energia totale solo per la quota parte di calore "spillato" dalla turbina. Infatti, la turbina a spillamento è una turbina a contropressione seguita da una turbina a condensazione avente elevate perdite allo scarico, ma che può produrre energia meccanica anche in assenza di prelievo di calore; in altre parole, la turbina a spillamento abbina vantaggi e svantaggi delle turbine a contropressione ed a condensazione: può quindi fornire ottime prestazioni globali quando sia utilizzata in condizioni prossime a quelle di progetto.

I sistemi di caldaia e turbina a contropressione (fig. 54.12.b) consentono il recupero integrale dell'energia erogata dalla caldaia, trasformandone una parte in energia elettrica in apposito turbo-alternatore, e mettendo a disposizione la parte restante sotto forma di calore utilizzabile per impieghi diversi.

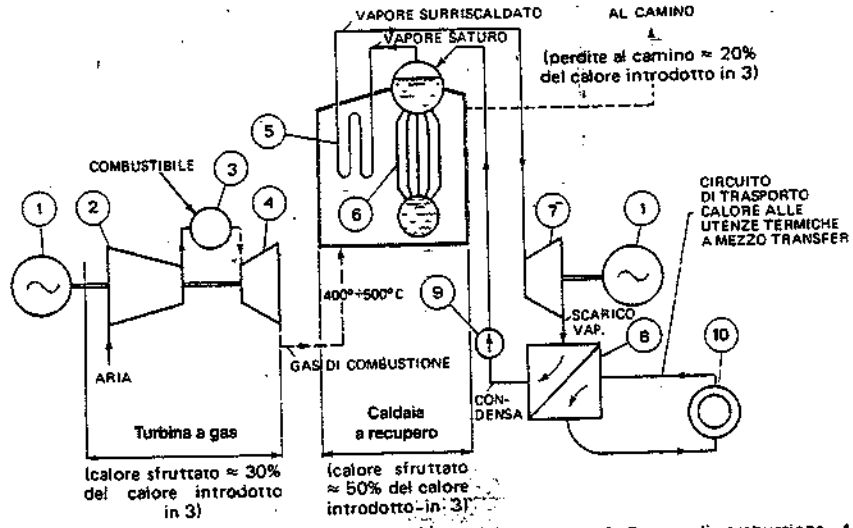
I sistemi di turbina a gas o a motore alternativo a combustione interna abbinati ad una caldaia a recupero (fig. 54.12.c-d) sfruttano in quest'ultima l'energia contenuta nei gas di scarico cedendola ad un transfer (vapore, acqua surriscaldata, acqua calda, olio diatermico, ecc.) utilizzato per usi tecnologici e/o per produrre energia elettrica a mezzo di turboalternatori, oppure energia meccanica a mezzo di turbine azionanti macchine operatrici. È noto che qualsiasi motore a combustione interna (turbina a gas o motore alternativo) scarica gas molto caldi (a temperature superiori a 400°C): l'elevata perdita di calore sensibile al camino comporta quindi un basso rendimento del motore che, pure nei modelli più recenti, raggiunge il 30%. Abbinando una caldaia a recupero ed una turbina a gas o a motore alternativo, si ottiene il duplice scopo di ridurre l'inquinamento termico dell'atmosfera (i fumi sono infatti scaricati a soli 150°-200°C) e di elevare il rendimento del complesso anche fino all'80% (contro il 30% suddetto).

I sistemi a recupero sopra considerati possono essere variamente combinati fra di loro, in relazione alle specifiche utilizzazioni cui sono destinati. Un esempio è illustrato nella fig. 54.13 in cui appare lo schema di un impianto di cogenerazione con turbogas e caldaia a recupero integrati da un turbo-alternatore (utilizzante il vapore surriscaldato prodotto in caldaia) e da uno scambiatore di calore che alimenta utenze tecnologiche e di riscaldamento ambientale.

La figura riporta anche le percentuali del calore, prodotto in camera di combustione, sfruttate e perse al camino: il rendimento complessivo è pari all'80%, contro il rendimento del 30% della sola turbina senza caldaia a recupero: complessivamente, si ha una perdita allo scarico limitata al 20%.

Con riferimento ai sistemi ad energia totale con motori a combustione interna, si

(4) Motori a ciclo Otto per potenze fino a 50 kW_e e diesel o dualfuel per potenze maggiori (fino a 10.000 kW_e).



1. Generatore di energia elettrica (alternatore) - 2. Turbocompressore - 3. Camera di combustione - 4. Turbina a gas - 5. Surriscaldatore del vapore - 6. Fascio tubiero a convezione - 7. Turbina a vapore - 8. Scambiatore di calore per condensazione vapore e conseguente riscaldamento di un transfer (acqua, olio diatermico, ecc.) - 9. Elettropompa di alimentazione caldaia - 10. Utenze termiche.

Fig. 54.13 – Schema di impianto a recupero (ciclo combinato gas-vapore).

riporta ancora la fig. 54.14 relativa al Totem (*Total Energy Module*), costituito da un motore di derivazione automobilistica, alimentato a gas (naturale o biologico), accoppiato direttamente ad un generatore elettrico (alternatore).

Con tale sistema si ottiene:
- produzione di energia elettrica;
- produzione di acqua calda a circa 80°C per usi diversi (domestici, industriali) sfruttando, in opportuni scambiatori di calore, sia l'energia termica contenuta nei gas di combustione scaricati dal motore, sia quella ceduta dall'olio di lubrificazione, dall'acqua di raffreddamento del motore, dall'aria di raffreddamento dell'alternatore.

La figura 54.15 mette a confronto i bilanci energetici di sistemi di generazione tradizionali e del sistema ad energia totale Totem.

In conclusione, nei sistemi ad energia totale l'utilizzazione dell'energia contenuta nel combustibile bruciato sale a valori compresi tra il 65% ed il 90% ed in qualche caso supera il 90%, laddove in una centrale termoelettrica a condensazione, concepita per generare unicamente energia elettrica, il rendimento medio è dell'ordine del 35-40%.

8. Impiego di cicli termodinamici inversi

Un impianto operante secondo un ciclo termodinamico inverso consente di utilizzare energia termica disponibile a temperatura insufficiente (in relazione a determinati impieghi) innalzandone la temperatura ai livelli richiesti: ciò vale sia per usi tecnologici, sia per acclimazione di ambienti.

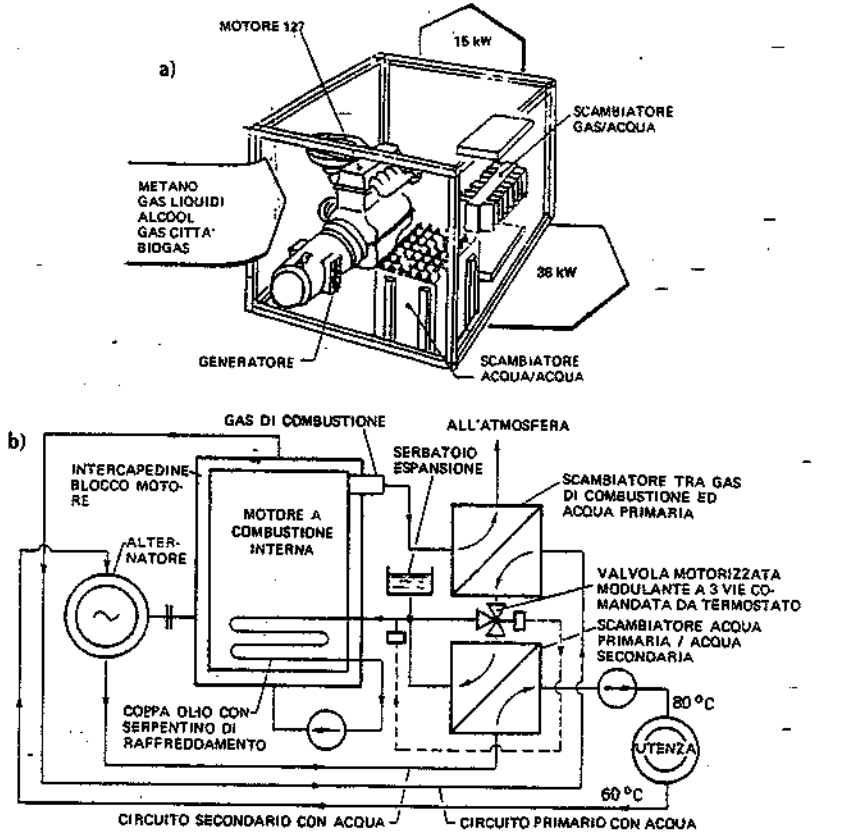


Fig. 54.14 – Sistema Totem: a) vista complessiva; b) schema funzionale.

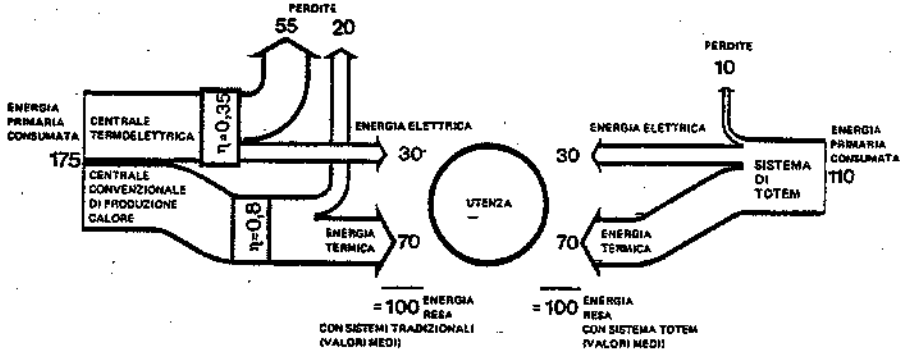
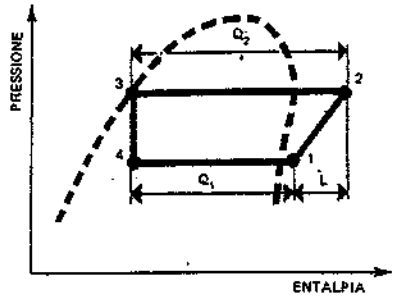


Fig. 54.15 – Confronto tra i fabbisogni di energia primaria dei sistemi di generazione tradizionali e del Totem.

Il ciclo termodinamico inverso (fig. 54.16) è realizzato nelle cosiddette *pompe di calore*, costituite dai seguenti componenti essenziali (fig. 54.17): compressore, condensatore, evaporatore, nei quali circola un fluido frigorigeno (freon).

La pompa di calore costituisce una fonte di energia termica nettamente diversa da quelle convenzionali. La tab. 54.II mette a confronto alcuni sistemi di riscaldamento, indicando i rispettivi consumi in termini di energia primaria (posto uguale a 100 il calore utile). Come si può rilevare, i sistemi tradizionali, quali i riscaldatori a combustione ed i riscaldatori elettrici, richiedono un consumo di energia primaria superiore all'energia termica utilizzata, mentre con la pompa di calore l'energia utile può anche risultare superiore a quella primaria consumata.



L = Lavoro
Q_1 = Calore dell'ambiente esterno
Q_2 = Calore utile per riscaldamento
$Q_2 = Q_1 + L$

$$COP = \frac{Q_2}{L}$$ (valori pratici 3÷6)

Fig. 54.16 – Ciclo termodinamico inverso.

Si consideri la fig. 54.16 (nella quale le energie sono rappresentate da segmenti orizzontali): la differenza fra l'energia utile e l'energia spesa corrisponde ad energia termica sottratta a un fluido esterno avente temperatura più bassa di quella richiesta; si tratta quindi di energia che, per il suo basso livello termico, non sarebbe utilizzabile.

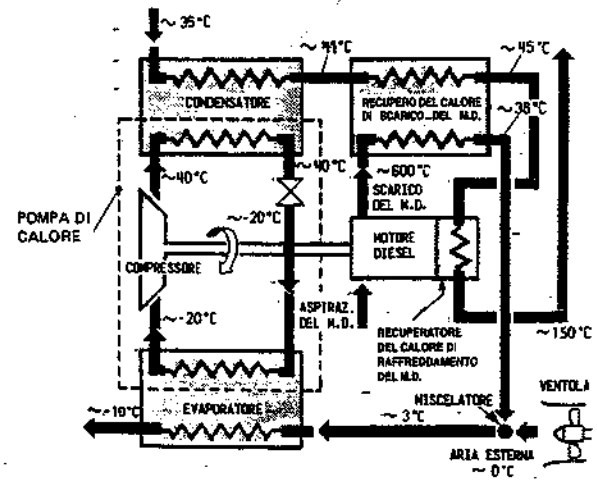


Fig. 54.17 – Schema di funzionamento di una pompa di calore azionata da motore termico (diesel).

Nei cicli termodinamici inversi non è applicabile il concetto di rendimento, ma si utilizza il parametro COP (*coefficient of performance* ossia *coefficiente di prestazione*) che caratterizza la prestazione energetica dei cicli stessi: tale coefficiente cresce al diminuire della differenza fra la temperatura superiore e la temperatura inferiore del ciclo. Pertanto, a parità di temperatura finale, il COP assume valori crescenti con l'aumentare della temperatura della sorgente esterna da cui viene prelevato il calore; in particolare, quando il calore utile deve essere fornito a temperature non inferiori a 45°C (come, ad esempio, nel riscaldamento ambientale),

il COP è di poco superiore a 3 se la sorgente esterna è costituita dall'aria atmosferica di località con clima rigido; sale a oltre 4 se si preleva calore da acque superficiali (fiume, lago, ecc.) e supera il valore 6 se la sorgente fredda ha una temperatura di oltre 20°C, come nel caso delle acque di raffreddamento di processi industriali.

Come appare dalla tab. 54.II, l'applicazione della pompa di calore con compressore azionato da motore elettrico non consente sensibili economie in termini di energia primaria rispetto a una caldaia a gas: si devono infatti conteggiare le perdite nella centrale di generazione dell'energia elettrica, nelle linee di trasporto e negli impianti di trasformazione. Sensibili economie energetiche sono invece ottenibili con un sistema ad utilizzazione termica totale, in cui il compressore della pompa di calore sia azionato da un motore a combustione interna, dal momento che questo consente di recuperare – in appositi scambiatori di calore – la maggior parte del calore sviluppato, ossia delle perdite (fig. 54.17).

Tabella 54.II – Consumi di energia di alcuni sistemi di riscaldamento.

Calore utile:	**100**
Consumi di energia primaria:	
– Riscaldamento elettrico	330
– Caldaia a gasolio	160
– Caldaia a gas	133
– Pompa di calore azionata da motore elettrico	102
– Impianto a utilizzazione totale costituito da pompa di calore azionata da motore termico	65

Nota: Nel caso delle pompe di calore i consumi sono valutati nell'ipotesi di utilizzare aria esterna a 0°C come fonte di calore a basso livello termico.

Come esempio di impiego della pompa di calore in campo industriale, si riporta in fig. 54.18 uno schema di impianto per un forno di essiccazione. In tale impianto, il calore latente, corrispondente all'umidità contenuta nell'aria uscente dal forno, viene recuperato per riscaldare l'aria inviata al forno stesso; la piccola differenza fra le temperature estreme del ciclo assicura un valore elevato del COP e pertanto, anche nel caso di trascinamento del compressore con motore elettrico, viene garantita una sensibile economia nel consumo di energia primaria rispetto a un forno con riscaldamento tradizionale.

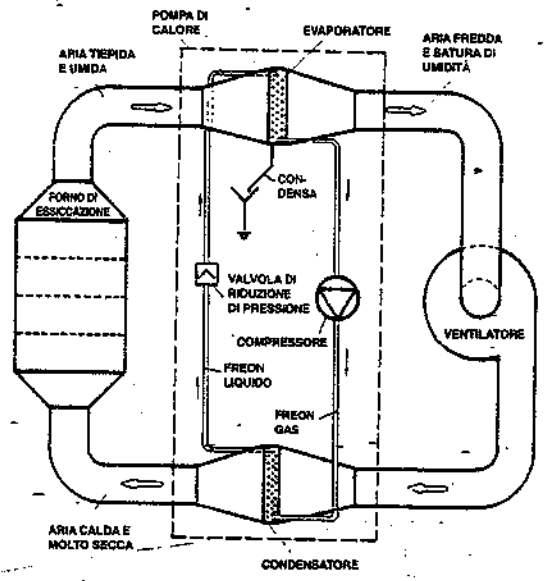


Fig. 54.18 – Essiccatore con rigenerazione del transfer tarial mediante pompa di calore.

In linea generale, i risparmi energetici nel settore industriale possono essere ottenuti con interventi suddivisibili in tre fasi:

1) *Interventi a breve termine.*
Riguardano l'individuazione di tutte quelle cause di spreco che possono essere annullate con irrilevanti interventi di capitale (tempo di ammortamento non superiore a un anno). Spesso si tratta di: adoperare correttamente gli utilizzatori di energia (illuminazione, riscaldamento, condizionamento); curare la razionale erogazione di fluidi di processo (aria compressa, acqua calda, vapore); porre sotto controllo il fattore di contemporaneità delle utenze elettriche; mantenere collegati solo i trasformatori necessari per l'alimentazione delle utenze.

2) *Interventi a medio termine.*
Prevedono la sostituzione, all'interno di un impianto industriale, di singole macchine e la riorganizzazione di settori, il cui rendimento è carente. Questa fase comporta ovviamente un intervento di capitale, spesso non modesto.

3) *Interventi a lungo termine.*
Sono basati su una analisi critica del flusso energetico estesa all'intero processo o stabilimento. In questa fase non ci si limita allo studio dei singoli componenti degli impianti, ma ci si preoccupa dei vari insiemi di utilizzatori di energia interagenti tra di loro. Nasce quindi l'esigenza di uno studio sistemistico di tutto il complesso in esame. In alcuni casi, i risultati di tale studio possono comportare modifiche sia sugli impianti esistenti che sulla qualità dei prodotti finiti, tali da sconsigliarne l'adozione.

54.4. ESEMPI DI ENERGY SAVING

Riportiamo alcuni esempi concreti di proposte di risparmi energetici nell'ambito di stabilimenti industriali del settore metalmeccanico.

1. La fig. 54.19 evidenzia il profilo energetico – riferito a un anno di esercizio – di uno stabilimento per la produzione in serie di componenti elettromeccanici. La rappresentazione adottata consente di rilevare l'entità delle voci definite come "perdite" rispetto a quelle definite come "energia utilizzata". Nelle perdite è inclusa l'energia che può essere parzialmente recuperata attraverso provvedimenti conservativi a breve termine (ad esempio, le perdite al camino degli impianti termici oppure le perdite per cattiva gestione della centrale dell'aria compressa). Le varie voci che compongono l'energia utilizzata rappresentano le quantità di energia assorbite dal processo produttivo dello stabilimento: tali quantità sono in generale ben superiori alle esigenze di impianti energeticamente ottimizzati, ma spesso non sono riducibili con provvedimenti conservativi di tipo a breve termine. Per lo stabilimento considerato, l'indagine ha indicato che sono possibili i seguenti risparmi, riferiti al consumo energetico globale dello stabilimento (circa 70.000 GWh/anno = 60.000 Gcal/anno = 6000 tep/anno):
– con interventi attuabili senza investimenti di capitale: 7%;
– con interventi che richiedono investimenti di capitale: 6%.
Nella prima voce sono compresi i seguenti interventi:
– miglioramento della combustione nelle caldaie della centrale termica (consumo di gasolio riducibile del 4%) e nei forni di processo (consumo di gas combustibile riducibile in media del 10%);

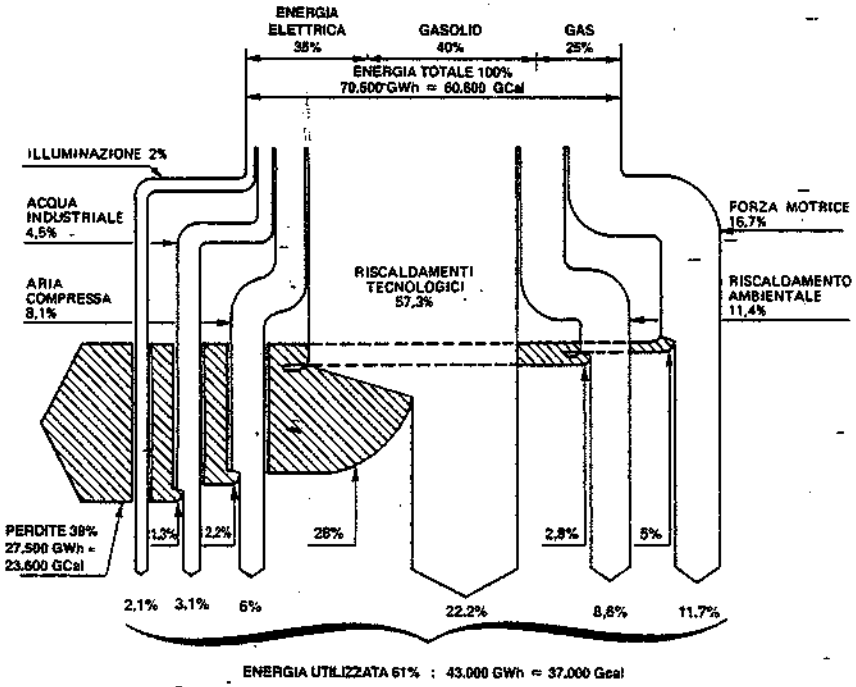


Fig. 54.19 – Schema di ripartizione del flusso energetico in uno stabilimento industriale (su base annua).

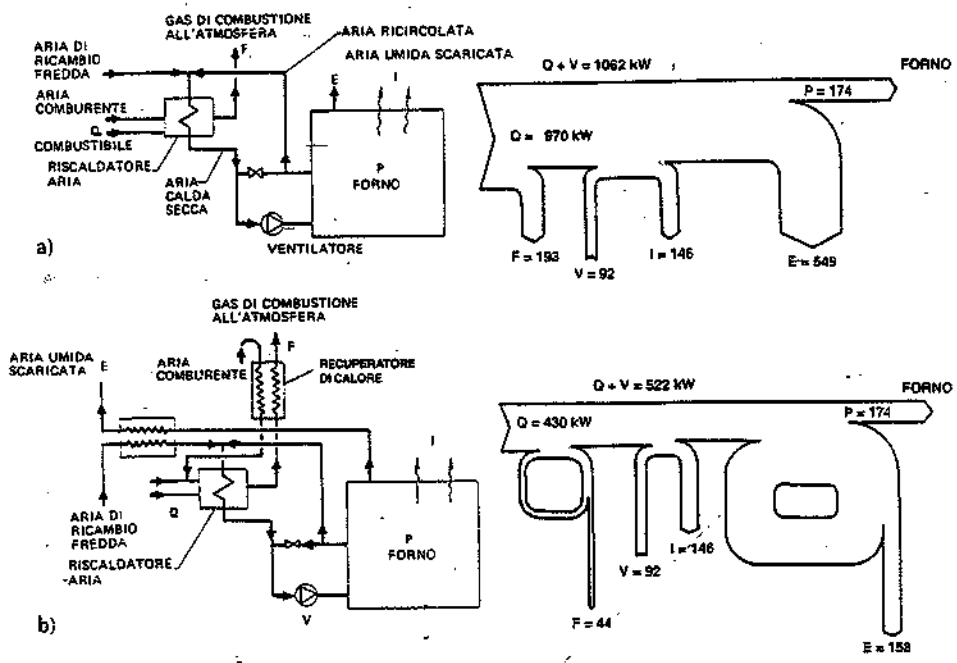
- riduzione del 30% della portata di aria estratta dai forni di cottura dell'impianto di verniciatura;
- eliminazione di perdite della rete dell'aria compressa e razionalizzazione della gestione della centrale di compressione (risparmio del 26% dell'energia elettrica assorbita dai compressori);
- eliminazione di sprechi nell'utilizzazione e nel trattamento dell'acqua (risparmio del 2% dell'energia assorbita dall'impianto dell'acqua industriale).

Gli interventi attuabili con investimenti di capitale si riferiscono a:

- controllo delle punte di carico elettrico attraverso la riduzione automatica di certi carichi nei periodi di massimo prelievo. Questo accorgimento consente di ottenere, a parità di consumo, un beneficio tariffario (spesso superiore al 2÷3%), nonché una riduzione di energia primaria per minori perdite di trasporto (crescenti con il quadrato della potenza);
- trasformazioni sugli impianti dei forni atte a recuperare il calore contenuto nei gas di scarico.

Nel caso degli interventi considerati, il pay-back dell'investimento è mediamente di circa un anno e mai superiore a tre anni, per cui l'attuazione dei provvedimenti risulta consigliabile.

La fig. 54.20 esemplifica una di tali proposte di intervento: per un forno continuo di essiccazione è stata accertata la convenienza di recuperare sia il calore dei fumi di



Q = Potenza termica consumata; P = Potenza termica utile; V = Potenza termica dovuta al ventilatore dell'aria di ricircolazione; I = Perdite per irraggiamento; E = Perdite per ricambio d'aria; F = Perdite al camino (fumi).

Fig. 54.20 – Forno continuo di essiccazione: a) senza impianto a recupero; b) con impianto a recupero.

combustione per preriscaldare l'aria comburente, sia il calore dell'aria scaricata dal forno per preriscaldare l'aria di rinnovo; in fig. 54.20.a è riportato lo schema relativo al funzionamento preesistente; in fig. 54.20.b, lo schema dell'impianto modificato. Lo studio ha indicato che è possibile, a parità di produzione del forno, ridurre di oltre il 50% il consumo di combustibile, con spese di impianto recuperabili in circa un anno di esercizio.

- 2. Un'indagine svolta sugli impianti di una fonderia di alluminio ha indicato che l'80% dell'energia consumata dai ventilatori dei forni fusori rappresenta uno spreco, drasticamente riducibile modificando il sistema di regolazione della portata d'aria, con un investimento recuperabile in circa un anno. Si noti che, negli impianti di ventilazione progettati non correttamente, lo spreco energetico si accompagna sovente a un'eccessiva rumorosità degli impianti stessi.

3. Un caso interessante di recupero di energia termica è stato individuato in una fonderia di ghisa.

Si è valutato che circa il 30% dell'energia del combustibile introdotto in due forni a cubilotto viene perduta con i gas di scarico; la perdita in termini economici è valutata in oltre 4000 tep/anno. Poiché una quota del calore contenuto nei gas di cubilot-